



TUGAS AKHIR - TM 141585

**SISTEM PENGENDALIAN SUSPENSI SEMI-AKTIF
VARIABLE STIFFNESS & VARIABLE DAMPING
(VSVD) DENGAN MENGGUNAKAN FULL STATE
FEEDBACK CONTROL & PID KONTROLLER**

Yunias Rizki Nugroho
NRP 2114105 048

Dosen Pembimbing
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT - TM 141585

**CONTROL SYSTEM SEMI-ACTIVE SUSPENSION
VARIABLE STIFFNESS & VARIABLE DAMPING
(VSVD) USING FULL STATE FEEDBACK AND
PID CONTROLLER**

Yunias Rizki Nugroho
NRP 2114105 048

Academic Advisor
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.

BACHELOR DEGREE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
INDUSTRIAL TECHNOLOGY FACULTY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

LEMBAR PENGESAHAN

SISTEM PENGENDALIAN SUSPENSI SEMI-AKTIF VARIABLE STIFFNESS & VARIABLE DAMPING (VSVD) MENGGUNAKAN FULL STATE FEEDBACK DAN PID CONTROLLER

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh:

YUNIAS RIZKI NUGROHO

NRP. 2114 105 048

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc.
(NIP. 19780510 200112 1 001)..... (Pembimbing)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.
(NIP. 19510605 197803 1 002)..... (Penguji 1)
3. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D.
(NIP. 19691203 199403 1 001)..... (Penguji 2)
4. Arif Wahjudi, S.T., M.T., Ph.D.
(NIP. 19730322 200112 1 001)..... (Penguji 3)

SURABAYA, JULI 2016

**SISTEM PENGENDALIAN SUSPensi SEMI-AKTIF
VARIABLE STIFFNESS & VARIABLE DAMPING (VSVD)
MENGUNAKAN
FULL STATE FEEDBACK DAN PID KONTROLLER**

Nama Mahasiswa : Yunias Rizki Nugroho

NRP : 2114 1050 48

Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS

Pembimbing : Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST,M.Eng.Sc.

ABSTRAK

Kenyamanan sebuah kendaraan merupakan hal yang menjadi pertimbangan penting dalam mendesain dan memilih sebuah kendaraan. Hal tersebut yang menjadi tantangan bagi para desainer untuk mengembangkan suatu model sebuah kendaraan yang memiliki tingkat kenyamanan yang baik. Sistem suspensi merupakan komponen utama pada sebuah kendaraan yang berfungsi untuk menjaga kenyamanan dan keamanan dalam berkendara. Desain suspensi yang baik dapat memberikan kenyamanan yang baik dalam berkendara. Suspensi aktif merupakan salah satu terobosan yang luar biasa di dalam dunia otomotif untuk meningkatkan kualitas kenyamanan dalam suatu kendaraan. Kekurangan dari aktif suspensi adalah penggunaan energi yang besar dalam pengoperasiannya. Suspensi semi-aktif merupakan sebuah alternatif yang dapat digunakan untuk memperoleh tingkat kenyamanan yang baik namun memiliki konsumsi energi yang cukup rendah dibanding suspensi aktif.

Hasil dari penelitian sebelumnya telah didapatkan model konstruksi sistem suspense semi aktif Variable Stiffness & Variable Damping (VSVD). Sistem suspensi VSVD adalah jenis sistem suspensi yang mampu merubah nilai dari k_{eq} dengan cara merubah koefisien dari peredamnya (Magnetorheological damper). Berdasarkan beberapa penelitian yang telah dilakukan, telah dapat disimpulkan bahwa system suspense VSVD mampu memiliki performa yang lebih baik

daripada suspensi pasif, namun sampai saat ini masih sedikit yang membahas bagaimana cara mengendalikan suspensi VSVD tersebut.

Pada penelitian tugas akhir ini dibahas tentang bagaimana cara mendesain sistem kendali untuk suspensi VSVD dengan menggunakan full state feedback control dan PID controller agar didapat performa kenyamanan yang lebih baik daripada sistem suspensi pasif. Hasil dari simulasi dan pemodelan tersebut didapatkan hasil bahwa suspensi semi aktif VSVD memiliki performa lebih baik daripada suspensi pasif. hal tersebut dapat dilihat dari hasil simulasi dengan kecepatan 100 km/jam sistem suspensi semi-aktif VSVD dengan controller memiliki RMS percepatan sebesar $0,2046 \text{ m/s}^2$ dan defleksi maksimum dari . sedangkan RMS percepatan pada suspensi pasif adalah sebesar $1,6 \text{ m/s}^2$.

Kata kunci: Kenyamanan, suspensi semi-aktif VSVD, magnetorheological damper, PID controller, full state feedback.

**CONTROL SYSTEM SEMI-ACTIVE SUSPENSION
VARIABLE STIFFNESS & VARIABLE DAMPING (VSVD)
USING FULL STATE FEEDBACK AND PID CONTROLLER**

Name : Yunias Rizki Nugroho
NRP : 2113 105 048
Department : Mechanical Engineering FTI – ITS
Academic Supervisor : Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST.,
M.Eng.Sc.

Abstract

The comfort of a vehicle which is an important consideration in designing and choosing a vehicle. Which is a challenge for designers to develop a model of a vehicle that has a good level of comfort. The suspension system is a major component in a vehicle that serves to maintain the comfort and safety in driving. Good suspension design can provide good comfort in driving. Active suspension is a tremendous breakthrough in the automotive world to improve the quality of comfort in a vehicle. Disadvantages of active suspension are the use of energy in its operation. the semi-active suspension is an alternative that can be used to obtain a good level of comfort but has enough energy consumption lower than the active suspension.

Research on semi-active suspension has a lot to do with engineers and designers have found construction model of semi-active suspension system who called Variable stiffness and variable damping (VSVD). The uniquely of VSVD system is ability to change the value of k equivalent (k_{eq}) of suspension by changing the damping coefficient. Several studies have been conducted to prove that the

system suspense VSVD able to have a better performance than passive suspense, but until now little has discussed how the VSVD control suspense.

In this final-Project discuss how to design a control system for a suspension VSVD using full state feedback control and PID controller. The results of the simulation and modeling show that the semi-active suspension VSVD have a better performance than the passive suspension. it can be seen from the simulation results on road conditions with the roughness of 4.9×10^{-6} and with a speed of 100 km/h semi-active suspension system with controller VSVD has an RMS acceleration of 0.2046 m/s^2 whereas RMS acceleration in passive suspension is 1.6 m/s^2 .

Keywords: Comfort, semi-active suspension VSVD, magnetorheological dampers, PID controller, full state feedbac.

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR.....	ii
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vii
DAFTAR SIMBOL	viii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan	4
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat	5
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Sistem Suspensi	7
2.2 Pegas	8
2.5 Peredam	10
2.4 Magnetorheological dmpers	12
2.5 Pemodelan Sistem Suspensi.....	13
2.5.1.Sistem Suspensi Pasif	14
2.5.2.Sistem Suspensi VSVD	15
2.5.3.Pemodelan Seperempat Kendaraan(Nise 2016).....	17
2.5.4.Road Disturbance Model	19

2.6 Road Holding Kendaraan.....	19
2.7 Sistem Kendli.....	20
2.7.1Kendali Proporsional	21
2.7.2Kendali Integratif.....	22
2.7.3Kendali Derifatif	23
2.7.4Kendali PID	24
2.7.5 Full State Feedback Control	29
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1Diagram Alir	33
3.2Prosedur Penelitian	34
3.3Pemodelan Sistem Suspensi.....	36
3.4Desain Sistem Kendli.....	43
BAB IV DATA DAN PEMBAHASAN.....	47
4.1Full State Feedback Control	47
4.2Sistem Kendli PID	49
4.3Sistem Control Pid Dan Full State Feedback Control	51
4.4Profil Permukaan Jalan	52
4.5Analisa Kenyamanan Sistem Suspensi	53
4.6Analisa Keamanan Sistem Suspensi	57
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	59
5.1Kesimpulan	59
5.2 Saran	59
DAFTAR PUSTAKA	

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbedaan Suspensi Pasif, Aktif dan Semi-Aktif	9
Tabel 2.2 Properties Fluida Electrorheological dan Fluida magnetorheological.....	11
Tabel 2.3 Tabel Pengaruh Sistem Kontrol PID Terhadap Perubahan Parameter	21
Tabel 2.4 Ziegler-Nichols Metode Kurva S	25
Tabel 2.5 Tabel Ziegler-Nichols Metode Osilasi	26
Tabel 2.6 Tabel Pengaruh Damping Ratio, Pole, dan Response.	32
Tabel 3.1 Data Model Kendaraan	36
Tabel 3.2 Data Properties Bouch-Wen Model	37
Tabel 4.1 Hasil RMS Percepatan Bodi Kendaraan Berdasarkan Lokasi Pole	48
Tabel 4.2 Hasil Running PP Controller	49
Tabel 4.3 Tabel K_p , K_i , K_d untuk Tracking Fb	50
Tabel 4.4 Tabel RMS Percepatan Sprung Sistem Suspensi	53
Tabel 4.5 Tabel Suspensi Defleksi Vertikal	57
Tabel 4.6 Tabel Tire Deflection	58

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Pendekatan Bouch-Wen Model Pada Sistem Suspensi	13
Gambar 2.2 Model $\frac{1}{4}$ Kendaraan Suspensi Pasif	15
Gambar 2.3 a) Suspensi VSVD Actual b) Suspensi VSVD equivalent model.....	15
Gambar 2.4 Pemodelan Sistem Suspensi $\frac{1}{4}$ Kendaraan VSVD	18
Gambar 2.5 Kurva S Metode Ziegler-Nichols	25
Gambar 2.6 Osilasi Konsisten	26
Gambar 2.7 a) Block Diagram PI Kontroler, b) Block Diagram PD Kontroler, dan c) Block Diagram PID Kontroler	27
Gambar 2.8 a) Respons Dari Sistem Propotional Integral (PI) b) Respon Dari Sistem Propotional Derivative (PD), dan c) Respon dari Sistem Propotional Integral Dan Derivative.....	28
Gambar 2.9 Gambar Full State Feed Back Sistem dengan Tambahan Gain.....	29
Gambar 2.10 a) Sumbu Real Konstan b) Sumbu Imajiner Konstan c) Damping Ratio Konstant (Nise 2016).....	31
Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	33

Gambar 3.2 Blok Digram Sistem Suspensi Pasif Tanpa Controller.....	44
Gambar 3.3 Block Diagram Suspensi Semi-Aktif VSVD dengan Pole Placement Controller.....	44
Gambar 3.4 Block Diagram Sistem Suspensi Semi-Aktif VSVD dengan PID dan Pole Placement Controller.....	45
Gambar 4.1 Grafik Tracking Gaya Redam Fb PID Terhadap Gaya Redam PP Controller.....	48
Gambar 4.2 White Noise Tipe Random	51
Gambar 4.3 Inputan Bumping Road	52
Gambar 4.4 Respon Suspensi Defleksi Saat Melewati Bumping Road.....	54
Gambar 4.5 Respon Tire Defleksi.....	55
Gambar 4.6 Respon Percepatan Sprung Dengan Inputan Bumping Road.....	56
Gambar 4.7 Gaya Redam Suspensi	56

DAFTAR SIMBOL

Symbol	Keterangan	satuan
τ	Yield Strength	pascal
η	Viscosity	Pa.s
ρ	Density	g/cm ³
k	Koefisien pegas	N/m
c	Koefisien peredam	N.s/m
ω	Frekuensi eksitasi suspensi	Hz
m_s	<i>Sprung mass</i>	kg
m_b	<i>Conector mass</i>	kg
m_u	<i>Unsprung mass</i>	kg
$Z_s - Z_b$	<i>Supensi deflection</i>	m
$Z_b - Z_u$	<i>conector deflection</i>	m
$Z_u - Z_r$	<i>Tire deflection</i>	m
$\dot{Z}_u - \dot{Z}_r$	<i>Kecepatan tire defleksi</i>	m/s
R_f	konstanta factor kekasaran jalan	-
f	Frekuensi eksitasi jalan	Hz
v	kecepatan kendaraan	m/s
A	Factor kekasaran jalan	m
K_p	Koefisien porpotional	-
K_i	Koefisien integratif	-
K_d	Koefisien deferensial	-
Z	posisi	m
\dot{Z}	kecepatan	m/s
\ddot{Z}	percepatan	m.s ⁻²
\dot{Z}_s	Percepatan sprung	m.s ⁻²
\dot{Z}_b	Perepatan conector	m.s ⁻²
\dot{Z}_u	Percepatan unsprung	m.s ⁻²
X	State variable	-
U	Variable Input state space	-
Y	output	-
V	voltase	volt
c_{bo}	koefisien viscous damping	N.s/m
c_{bv}	koefisien viscous damping/volt	N.s/m .V
α_o	Kekakuan pegas	N/m
α_v	Kekakuan pegas /voltase	N/m.V
λ, ρ, β	Karakteristik parameter <i>MR damper</i>	-

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kenyaman merupakan salah satu variabel penting yang selalu menjadi perhatian dalam mendesain suatu kendaraan. Kenyamanan juga merupakan pertimbangan utama bagi para konsumen (pengguna kendaraan) disamping performa mesin pada kendaraan. Kondisi nyaman ideal bagi kendaraan adalah bodi kendaraan tidak bergerak walaupun mendapat gangguan dari luar (Sutantra 2010). Hal tersebut sangat sulit untuk diaplikasikan sehingga pendekatan dilakukan dengan cara memasang pegas dan peredam diantara sasis dan roda kendaraan. sistem pegas dan peredam pada kendaraan tersebut dinamakan sistem suspensi. Sistem suspensi tidak hanya untuk meredam getaran yang terjadi pada kendaraan, tetapi juga berfungsi untuk menjaga keamanan dan daya pijak kendaraan (Wasiwitono et al. 2016). Berdasarkan hal tersebut, maka pemilihan sistem suspensi yang sesuai dengan kebutuhan akan menghasilkan kualitas kenyamanan dan keamanan berkendara yang baik.

Secara umum terdapat tiga jenis sistem suspensi yaitu, sistem suspensi pasif, sistem suspensi semi-aktif dan sistem suspensi aktif. Saat ini, kebanyakan kendaraan yang berada di jalan raya masih menggunakan suspensi pasif karena suspensi pasif cukup dapat mengurangi getaran yang terjadi dan tidak memerlukan banyak energi untuk pengoperasiannya. Kelemahan suspensi pasif adalah suspensi pasif tidak dapat mengisolasi getaran yang berlebih pada kondisi tertentu, sehingga dapat mengurangi kualitas

kenyamanan, kestabilan, dan daya pijak kendaraan. Suspensi aktif telah diaplikasikan pada kendaraan mewah dan yang memiliki kenyamanan dan kestabilan yang baik. Keunggulan suspensi aktif yaitu dapat menyesuaikan getaran yang terjadi pada bodi kendaraan agar tetap dalam keadaan yang nyaman. Kekurangan suspensi aktif terletak pada harga yang mahal, konstruksi yang rumit dan konsumsi energi untuk pengoperasiannya. Suspensi semi-aktif adalah modifikasi antara suspensi pasif dengan komponen aktif. Kontruksi suspensi semi-aktif terdiri dari pegas dan peredam tanpa menggunakan *actuator* sama seperti suspensi pasif, yang membedakan dengan suspensi pasif adalah koefisien dari peredamnya dapat diatur/dikontrol sesuai dengan keinginan. Karena suspensi semi-aktif tidak menggunakan *actuator*, maka sistem suspensi tersebut memerlukan lebih sedikit energi untuk penggunaannya dibanding yang menggunakan *actuator* (suspensi aktif).

Berdasarkan hal tersebut, dewasa ini para peneliti mulai tertarik terhadap penelitian yang berkaitan dengan suspensi semi-aktif. Beberapa penelitian tentang suspensi semi-aktif adalah sebagai berikut: Y. Liu et al (2008) pada penelitian tersebut telah dilakukan eksperimen kontrol sistem suspensi semi-aktif VSVD menggunakan *magnetorheological damper*. Kontrol yang digunakan pada penelitian tersebut adalah kontrol *on-off* pada tiap peredamnya. dari hasil penelitian tersebut didapat kesimpulan bahwa sistem suspensi VSVD dengan menggunakan *magnetorheological damper* dapat dengan mudah dikendalikan serta sistem kontrol yang dilakukan mampu mengisolasi getaran dengan baik karena memiliki respon perpindahan yang kecil. Penelitian tentang suspensi VSVD juga telah dilakukan oleh Unggul wasiwitono et al (2016), pada penelitiannya tentang

pengaruh *spring ratio* terhadap performa sistem suspensi *variable stiffness and variable damping* (VSVD) dijelaskan bahwa, variasi dari *spring ratio* memiliki pengaruh yang signifikan terhadap performa suatu sistem suspensi. Permasalahannya adalah bagaimana menentukan rasio yang tepat untuk mendapatkan performa terbaik dari suatu sistem suspensi VSVD (Wasiwitono et al. 2016). Penelitian selanjutnya juga telah dilakukan oleh Ivan firstya dkk (2015).

Berdasarkan hasil dari beberapa penelitian tersebut dapat diketahui bahwa sistem suspensi VSVD menggunakan *magnetorheological damper* mampu menghasilkan tingkat kenyamanan dan *road holding* yang lebih baik serta mudah untuk dikendalikan. Kekurangan dari kedua penelitian tersebut adalah belum dilakukannya penelitian tentang bagaimana cara mengontrol sistem suspensi VSVD agar memiliki performa kenyamanan dan kemampuan *road holding* yang lebih baik daripada suspensi pasif.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian yang telah dijabarkan pada bab 1.1, perihal masih sedikit penelitian tentang kontrol sistem suspensi semi-aktif *variable stiffness and variable damper* (VSVD), maka di dalam tugas akhir ini akan dibahas tentang:

1. Bagaimana mengatur kebutuhan energi listrik yang dialirkan pada *magnetorheological damper* supaya memperoleh gaya redam yang mampu meningkatkan performa kenyamanan dan *road holding* pada suspensi semi-aktif VSVD.
2. Bagaimana performa kenyamanan dan *road holding* sistem suspensi semi-aktif VSVD dibandingkan

dengan performa kenyamanan dan *road holding* sistem suspensi pasif.

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui bagaimana cara mendesain sistem kendali untuk mengatur kebutuhan energi listrik yang dialirkan pada *magnetorheological damper* supaya memperoleh gaya redam yang mampu meningkatkan performa kenyamanan dan *road holding* pada suspensi semi-aktif VSVD.
2. Mengetahui performa kenyamanan dan *road holding* sistem suspensi semi-aktif VSVD dibandingkan dengan performa kenyamanan dan *road holding* sistem suspensi pasif.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Sistem kendali yang digunakan dalam analisa VSVD adalah *full state feed back control* dan Kendali PID.
2. Analisa menggunakan metode seperempat kendaraan. Gerak yang terjadi pada sistem adalah gerak translasi saja.
3. Konstanta yang terdapat pada pegas, selain *MR damper* dianggap tetap.
4. Analisa model *MR damper* menggunakan pendekatan *Bouch-wen* model.

1.5 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui bagaimana cara menyusun sistem kendali pada suspensi semi-aktif dengan *variable stiffness dan variable damper* (VSVD) menggunakan *full state feedback control* dan kendali PID.
2. Mengetahui variable-variabel yang berpengaruh terhadap sistem kontrol suspensi VSVD.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Sistem Suspensi

Suspensi adalah komponen dinamis pada kendaraan otomotif yang berfungsi untuk menunjang kemampuan *road holding* kendaraan, menahan berat kendaraan dari beban statis dan mengisolasi badan kendaraan dari gangguan yang diakibatkan oleh gaya eksitasi jalan. Dengan penggunaan suspensi yang baik diharapkan dapat diperoleh keamanan, kenyamanan, keandalan mekanik serta massa pakai yang panjang (Sutantra 2010). Untuk itu, perlu dirancang suatu sistem suspensi yang mampu memberikan peredaman yang cepat sehingga diperoleh kenyamanan yang diharapkan. Ada beberapa suspensi yang digunakan dalam aplikasi kendaraan otomotif yaitu sistem suspensi pasif, semi-aktif, dan aktif dengan berbagai metode pengendalian.

Sistem suspensi pasif terdiri dari komponen-komponen pasif yaitu pegas dan peredam. Pada sistem suspensi pasif besar konstanta pegas dan peredam adalah konstan (Sutantra 2010). Sistem suspensi jenis pasif masih digunakan oleh mayoritas kendaraan sampai saat ini, walaupun harga konstanta pegas dan peredamnya memiliki nilai yang konstan, namun pada keadaan jalan dan kecepatan tertentu suspensi pasif juga dapat meredam getaran yang terjadi tanpa memerlukan energy yang besar. Kekurangan dari sistem suspensi pasif adalah kekakuan total sistem suspensi tidak dapat diatur atur sehingga ketika kendaraan melaju pada kecepatan tertentu pada kondisi jalan yang bergelombang getaran yang dihasilkan akan sangat mengganggu kenyamanan dari pengemudi.

Sistem suspensi aktif adalah sistem suspensi yang kekakuan pegas dan redamannya dapat berubah secara aktif sesuai dengan kondisi permukaan jalan agar selalu dapat menjaga kualitas kenyamanan penumpang (Sutantra 2010). Suspensi aktif terdiri

dari pegas, peredam, dan *actuator* yang dapat dikendalikan. Kualitas kenyamanan pada suspensi aktif dapat dijamin untuk segala kondisi permukaan jalan. Hal tersebut dikarenakan gaya redam dari *actuator* pada suspensi aktif secara otomatis akan menyesuaikan dengan gaya dari gangguan, sehingga getaran yang terjadi tidak terlalu mengganggu pengguna kendaraan. Kekurangan dari suspensi aktif adalah konsumsi energinya yang besar karena harus men-*supply* energi kedalam sensor dan juga *actuator* peredamnya. Untuk mengatasi kendala tersebut maka dikembangkanlah jenis suspensi semi-aktif.

Sistem suspensi semi-aktif terdiri dari pegas dan peredam sama seperti suspensi pasif, namun komponen dari pegas atau peredamnya terbuat dari material aktif sehingga nilai koefisien peredamnya dapat diatur/dikendalikan. Dengan berubahnya nilai konstanta dari pegas atau peredam maka akan merubah kekakuan dari suspensi tersebut, dengan berubahnya kekakuan suspensi maka respon getaran yang dihasilkan oleh suspensi juga akan berbeda. Prinsip inilah yang digunakan sebagai dasar untuk kendali sistem suspensi semi-aktif untuk mendapatkan tingkat kenyamanan yang lebih baik. Secara umum perbedaan dari sistem suspensi pasif, aktif dan semi-aktif digambarkan pada tabel 2.1

2.2 Pegas

Pegas adalah komponen elastis yang digunakan untuk menyimpan energi mekanis. Pada kendaraan otomotif, pegas berfungsi menyerap kejutan dari jalan dan getaran roda agar tidak diteruskan ke bodi kendaraan secara langsung (Wasiwitono et al. 2016). Pegas juga berfungsi untuk menambah daya cengkeram roda terhadap permukaan jalan. Terdapat beberapa macam pegas yang biasa digunakan pada kendaraan otomotif yaitu: pegas ulir (*coil spring*), pegas daun (*leaf spring*), dan pegas puntir (*torsion bar spring*). Pegas ulir atau dikenal dengan nama “Per Keong”, jenis yang digunakan adalah pegas

ulir tekan atau pegas ulir yang menerima beban tekan. Pegas daun umumnya digunakan pada kendaraan berat atau niaga dengan sistem suspensi dependen. Pegas puntir atau dikenal dengan nama pegas batang torsi umumnya digunakan pada kendaraan dengan beban tidak terlalu berat. Pada proposal tugas akhir ini digunakan jenis pegas ulir sebagai pegas dari suspensi.

Pada kondisi sebenarnya pegas mempunyai beban maksimal yang dapat diterima karena dimensi pegas. Saat

Tabel 2.1 Perbedaan Suspensi Pasif, Aktif Dan Semi-aktif

Paramater	Passif Suspensi	Semi-Actif Suspensi	Hydraulic or Pneumatic	Electro - Magnet
			Suspensi Active	Active Suspensi
Struktur	paling sederhana	rumit	paling rumit	sederhana
Berat/ volume	paling rendah	rendah	tinggi	paling tinggi
Biaya	paling murah	murah	paling mahal	mahal
Ride Comfort	buruk	cukup	baik	paling baik
Handling Performance	buruk	cukup	baik	paling baik
Reliability/ ketangguhan	paling baik	baik	cukup	baik
Dynamic Performance	pasif	pasif	cukup	baik
Energy Regenartion	tidak	tidak	tidak	iya
kesiapan untuk dikomersilkan	iya	iya	iya	Tidak

Pegas adalah komponen elastis yang digunakan untuk menyimpan energi mekanis. Pada kendaraan otomotif, pegas berfungsi menyerap kejutan dari jalan dan getaran roda agar tidak diteruskan ke bodi kendaraan secara langsung (Wasiwitono et

al. 2016). Pegas juga berfungsi untuk menambah daya cengkeram roda terhadap permukaan jalan. Terdapat beberapa macam pegas yang biasa digunakan pada kendaraan otomotif yaitu: pegas ulir (*coil spring*), pegas daun (*leaf spring*), dan pegas puntir (*torsion bar spring*). Pegas ulir atau dikenal dengan nama “Per Keong”, jenis yang digunakan adalah pegas ulir tekan atau pegas ulir yang menerima beban tekan. Pegas daun umumnya digunakan pada kendaraan berat atau niaga dengan sistem suspensi dependen. Pegas puntir atau dikenal dengan nama pegas batang torsi umumnya digunakan pada kendaraan dengan beban tidak terlalu berat. Pada proposal tugas akhir ini digunakan jenis pegas ulir sebagai pegas dari suspensi.

Pada kondisi sebenarnya pegas mempunyai beban maksimal yang dapat diterima karena dimensi pegas. Saat beban maksimal, pegas akan membentuk kurva eksponensial mendekati nilai *defleksi* maksimalnya. Selain pegas coil, ada elemen penting pada kontruksi sistem suspensi yaitu roda kendaraan. Roda pada kendaraan juga mempunyai nilai kekakuan dan modulus elastisitas seperti halnya pegas.

2.3 Peredam

Peredam atau lebih dikenal sebagai peredam kejut digunakan dalam kendaraan otomotif untuk mengontrol gerakan berlebihan dari kendaraan saat kondisi naik, roll, dan pitch. Peredam pertama kali digunakan pada mobil tahun 1910. Awalnya, sistem peredam yang digunakan adalah dengan menggunakan prinsip gesekan, atau lebih dikenal dengan istilah *coulomb friction*. Pada tahun 1925 banyak diaplikasikan peredam dengan prinsip hidrolik. Pada tahun 1982, penelitian dilakukan pada teknologi peredam baru, yaitu peredam aktif. Peredam aktif dapat memberikan tenaga redaman yang sesuai untuk mengontrol gerakan massa kendaraan akibat gaya eksitasi jalan yang bervariasi (“Suspension (Vehicle)” 2016). Sistem ini sangat kompleks dan mahal karena membutuhkan kekuatan

aktuator. Selanjutnya pada tahun 1987, peneliti mulai melakukan penelitian mengenai jenis peredam semi-aktif (“Suspension (Vehicle)” 2016). Peredam semi-aktif adalah alternatif lain untuk mendapatkan sifat peredam yang dapat diatur sesuai kebutuhan. pada peredam semi-aktif tidak digunakan *actuator* untuk mengontrol getaran yang terjadi, melainkan cukup mengatur besar dari koefisien peredam dari pegas atau fluida peredam. Terdapat beberapa material peredam yang dapat diatur nilai dari properties-nya antara lain *elektorrheological* dan *magnetorheological*.

Tabel 2.2 *Properties Fluida Electrorheological Dan Magnetorheological Fluid (ivan. 2015)*

Property	ER Fluid	MR Fluid
Yield Strength τ	2-5 kPa	50-100 kPa
Max,field	3-5 kV/mm	150-250 kA/m
Viscosity η (at 25°C under no field)	0.2-0.3 Pa.s	0.2-0.3 Pa.s
Density	1-2 g/cm ³	3-4 g/cm ³
Response time	ms	ms

Tabel 2.2 menunjukkan perbandingan properties antara fluida *electrorheological* dan fluida *magnetorheological*. Kekuatan fluida *magnetorheological* jauh lebih tinggi daripada fluida *electrorheological*. Selain itu keunggulan fluida *magnetorheological* adalah tidak sensitif terhadap suhu atau pencemar. Sebagian besar aplikasi peredam menggunakan salah satu dari tiga mode, yaitu mode katup, mode squeeze, dan mode shear. Dalam mode squeeze, fluida MR ditangguhkan antara dua kutub paramagnetik. Mode geser adalah mode dengan konfigurasi yang mirip dengan mode *squeeze*. Konfigurasi ini umumnya digunakan dalam *rotating clutches*, *rem MR*, dan peredam rotasional. Konfigurasi yang berkaitan dengan

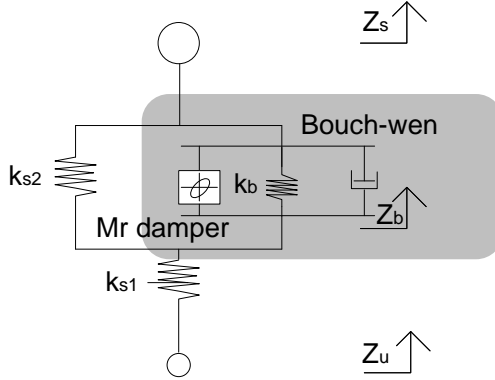
penelitian ini dan terutama diterapkan di peredam teleskopik adalah mode katup.

2.4 Magnetorheological Damper

Magnetorheological fluid atau sering disebut dengan *MR fluid* merupakan salah satu tipe fluida yang memiliki sifat khusus. Pada fluida ini *viskositas* dari fluida akan berubah signifikan ketika dialiri oleh medan magnet, dengan kata lain *viskositas* fluida MR fluid dapat dikendalikan apabila dapat mengatur besar medan magnet yang dialirkan. Sifat istimewa inilah yang digunakan para *engineer* untuk merekayasa jenis suspensi semi-aktif.

Perubahan *viskositas* pada *MR damper* sebetulnya tidaklah linier, pada *MR damper* juga memiliki sifat histeresis atau sifat dari sebuah sistem dimana sebuah sistem tersebut tidak dapat kembali ke keadaan semula atau sebelumnya. Berdasarkan hal tersebut pendekatan matematis diperlukan untuk mengetahui karakteristik dari *MR damper* agar dapat dikendalikan sesuai dengan keinginan desainer. Terdapat beberapa metode pendekatan untuk menganalisa karakteristik dari *MR damper*, namun pada tugas akhir ini akan digunakan pendekatan *Bouch-wen* model untuk mengetahui karakteristik dari *MR damper* (El Majdoub et al. 2014; Wasiwitono et al. 2016). Adapun gambar pendekatan Bouch-wen digambarkan oleh gambar 2.1

Pendekatan Bouch-Wen didapat berdasarkan percobaan yang dilakukan oleh Bouch dan Wen, dimana percobaan tersebut dilakukan dengan cara mengaliri *MR damper* dengan variasi voltase pada range tertentu, *spring deflection*, dan *deflection spring velocity* sehingga didapat output yaitu besar gaya redam suspensi (F_b). Persamaan Bouch-Wen dapat ditulis sebagai berikut :



Gambar 2.1 Pendekatan Bouch-Wen Model Pada Sistem Suspensi (Wasiwitono et al. 2016)

$$F_b = (c_{bo} + c_{bv}v)(\dot{Z}_s - \dot{Z}_b) + k_b(Z_s - Z_b) + (\alpha_o + \alpha_v v)\omega$$

$$\dot{\omega} = -\rho|\dot{Z}_s - \dot{Z}_b|\omega - \beta(\dot{Z}_s - \dot{Z}_b)|\omega| + \lambda(\dot{Z}_s - \dot{Z}_b)$$

Dimana F_b adalah gaya redam yang dihasilkan oleh *MR damper*. $Z_s - Z_b$ adalah defleksi antara *sprung mass* dan konektor mass. $\dot{Z}_s - \dot{Z}_b$ adalah kecepatan defleksi antara *sprung mass* dan konektor mass. ω adalah *internal state variable* (m), v adalah tegangan input (Volt), k_o adalah kekakuan pegas linear (N/m), α_o adalah kekakuan dari ω (N/m), α_v adalah kekakuan dari ω yang dipengaruhi oleh voltase (N/m.V), C_{oa} adalah koefisien *viscous damping* (N s/m), C_{ob} adalah koefisien *viscous damping* yang dipengaruhi oleh voltase (N s/m.V), dan $\rho, \beta, \text{ dan } \lambda$ adalah karakteristik parameter dari histerisis *MR damper* (El Majdoub et al. 2014; Wasiwitono et al. 2016).

2.5 Pemodelan Sistem Suspensi

2.5.1. Sistem Suspensi Pasif

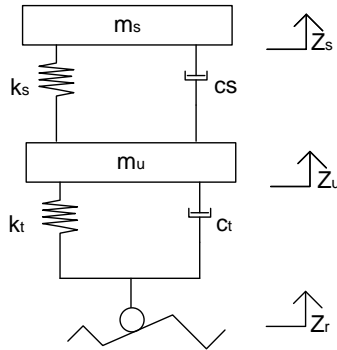
Sistem suspensi pasif merupakan sistem suspensi yang banyak digunakan oleh kendaraan pada saat ini. Komponen sistem suspensi pasif hanya terdapat pegas dan peredam saja.

Bentuk dan desain suspensi pasif adalah yang paling sederhana jika dibandingkan dengan tipe suspensi yang lain. Kelebihan suspensi pasif adalah memiliki konstruksi yang lebih sederhana dibanding dengan tipe suspensi lainnya, memiliki harga yang paling murah. Sedangkan kekurangan dari system suspensi pasif terletak pada terbatasnya kemampuan untuk menyesuaikan besar gaya redam suspensi untuk setiap kondisi permukaan jalan, sehingga pada kondisi jalan tertentu penggunaan suspensi pasif dapat memiliki getaran yang mengganggu kenyamanan dalam berkendara. Adapun model $\frac{1}{4}$ kendaraan dari suspensi pasif ditunjukkan pada gambar 2.2

Pada tipe suspensi pasif harga k_s dan c_s tidak dapat diatur atau disesuaikan dengan kebutuhan permukaan jalan sehingga pemilihan k_s dan c_s biasanya ditentukan berdasarkan kegunaan suatu kendaraan. Kendaraan off road tentunya akan memiliki besar k_s dan c_s berbeda dengan kendaraan tipe *city car*. Adapun penurunan persamaan gerak dari *system suspense pasif* adalah sebagai berikut:

$$m_s \ddot{Z}_s = -k_s(Z_s - Z_b) - c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \quad (2.3)$$

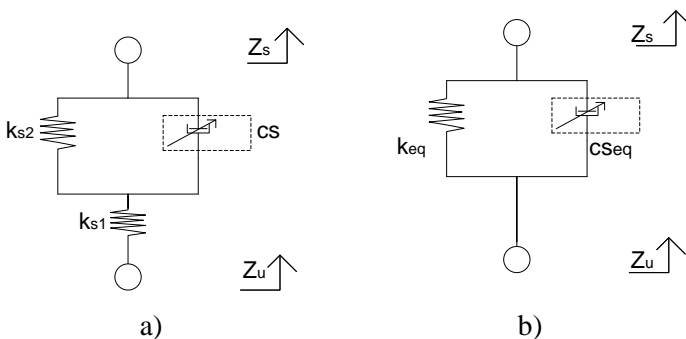
$$m_u \ddot{Z}_u = k_s(Z_s - Z_u) - k_t(Z_u - Z_r) + c_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - c_t(\dot{Z}_u - \dot{Z}_r) \quad (2.4)$$



Gambar 2.2 Model 1/4 Kendaraan Suspensi Pasif

2.5.2. Sistem Suspensi VSVD

Pemodelan sistem suspensi VSVD yang digunakan pada tulisan ini mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh *Unggul Wasiwito* dkk. Dalam penelitian tersebut dijelaskan bahwa kekakuan dari suatu sistem suspensi dapat dirubah dengan cara merubah nilai dari peredamnya. Peredam aktif yang digunakan pada penelitian tersebut adalah *Magnetorhological damper (MR damper)*. Model sistem suspensi VSVD ditunjukkan pada gambar 2.3



Gambar 2.3 a) Suspensi VSVD Actual b) Suspensi VSVD equivalent model

Pemodelan sistem suspensi VSVD yang digunakan pada tulisan ini mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh *Unggul Wasiwitono dkk.* Dalam penelitian tersebut dijelaskan bahwa kekakuan dari suatu sistem suspensi dapat dirubah dengan cara merubah nilai dari peredamnya. Peredam aktif yang digunakan pada penelitian tersebut adalah *Magnetorhological damper (MR damper)*. Model sistem suspensi VSVD ditunjukan pada gambar 2.3 dimana rangkaian dari sistem tersebut terdiri dari 2 (dua) buah pegas, yaitu ks_1 dan ks_2 serta dengan 1 (satu) buah peredam cs . Berdasarkan penelitian yang dilakukan didapatkan nilai K ekivalen (ks_{eq}) dan C ekivalen (Cs_{eq}) dari sistem suspensi VSVD adalah sebagai berikut (Wasiwitono et al. 2016):

$$ks_{eq} = ks_1 - \frac{ks_1^2(ks_1+ks_2)}{(ks_1+ks_2)^2 + c_s^2 \omega^2} \quad (2.5)$$

$$Cs_{eq} = \frac{ks_1^2 c_s}{(ks_1+ks_2)^2 + c_s^2 \omega^2} \quad (2.6)$$

Dimana ω adalah frekuensi eksitasi. Persamaan 2.5 dan 2.6 menunjukan bahwa ks_{eq} dan Cs_{eq} pada sistem suspensi tersebut tergantung terhadap besarnya nilai koefisien peredam (c_s) dan frekuensi eksitasi (ω). Dari persamaan tersebut dapat diketahui bahwa ketika harga *damping coefficientt* (c_s) sama dengan 0 (nol), maka nilai dari ks_{eq} adalah penjumlahan seri dari ks_1 dan ks_2 . Harga Cs_{eq} akan semakin mendekati 0 apabila *damping coefficientt* (cs) bernilai sangat besar. Pembuktian dari pernyataan tersebut adalah sebagi berikut :

- Penjumlahan seri Ks_1 dan Ks_2 adalah,

$$\frac{1}{ks_{eq}} = \frac{1}{ks_1} + \frac{1}{ks_2} \quad (2.7)$$

$$ks_{eq} = \frac{ks_1 \times ks_2}{ks_1 + ks_2} \quad (2.8)$$

- Pembuktian Persamaan 2.5 Apabila $C_s = 0$, maka K_{Seq} merupakan penjumlahan seri dari K_{s1} dan K_{s2}

$$k_{seq} = k_{s1} - \frac{k_{s1}^2(k_{s1}+k_{s2})}{(k_{s1}+k_{s2})^2 + C_s^2 \omega^2}, \text{ diketahui } C_s=0 \quad (2.9)$$

$$k_{seq} = k_{s1} - \frac{k_{s1}^2(k_{s1}+k_{s2})}{(k_{s1}+k_{s2})^2 + 0} \quad (2.10)$$

$$k_{seq} = \frac{k_{s1}(k_{s1}+k_{s2})}{(k_{s1}+k_{s2})} - \frac{k_{s1}^2(k_{s1}+k_{s2})}{(k_{s1}+k_{s2})(k_{s1}+k_{s2})} \quad (2.11)$$

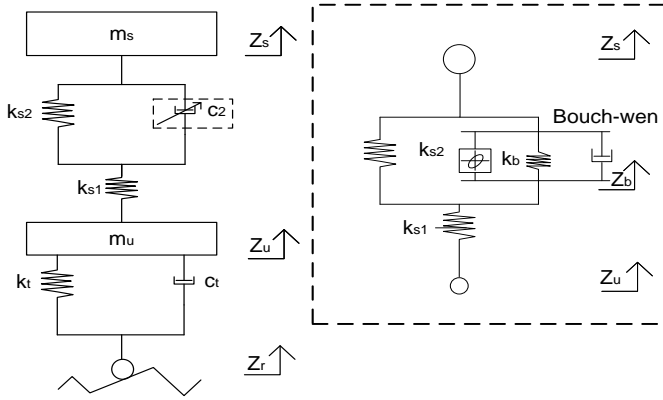
$$k_{seq} = \frac{(k_{s1}^2 + k_{s1}k_{s2}) - k_{s1}^2}{(k_{s1}+k_{s2})} \quad (2.12)$$

$$k_{seq} = \frac{k_{s1} \times k_{s2}}{k_{s1} + k_{s2}} \quad (2.13)$$

Berdasarkan perhitungan 2.7 s/d 2.13 dapat disimpulkan bahwa persamaan yang digunakan pada penelitian sistem suspensi VSVD adalah benar.

2.5.3. Pemodelan Seperempat Kendaraan(Nise 2016)

Ada beberapa model yang bisa digunakan untuk menganalisa respon gerakan pada sistem suspensi. Model seper-empat kendaraan (*quarter-car*), setengah kendaraan (*half-car*), kendaraan penuh (*full body*). *Quarter-car model* dapat dilakukan dengan analisa 1 derajat kebebasan atau 2 derajat kebebasan (*Degree of Freedom*) dan dapat melihat respon sistem ketika terjadi *bouncing*. Analisa 2 DOF dilakukan dengan memperhatikan massa kendaraan (*sprung mass*) dan massa kontruksi terkait dengan roda, ban, poros dan komponen perakitan (*unsprung mass*). Konstruksi ¼ kendaraan sistem suspensi pada suspensi VSVD ditunjukan oleh gambar 2.3, dengan harga k_{eq} pada persamaan 2.5 dan harga C_{eq} pada persamaan 2.6.



Gambar 2.4 *Pemodelan Sistem Suspensi 1/4 Kendaraan VSVD*

Penjabaran persamaan gerak dari sistem suspensi pada gambar 2.4 adalah sebagai berikut :

$$m_s \ddot{Z}_s = -k_{s2}(Z_s - Z_b) - F_b \quad (2.14)$$

$$m_b \ddot{Z}_b = -k_{s1}(Z_b - Z_u) + k_{s2}(Z_s - Z_b) + F_b \quad (2.15)$$

$$m_u \ddot{Z}_u = k_{s1}(Z_b - Z_u) + k_t(Z_u - Z_r) + c_t(\dot{Z}_u - \dot{Z}_r) \quad (2.16)$$

dimana nilai F_b adalah gaya redam yang dihasilkan dari persamaan dan karakteristik dari MR fluid (persamaan 2.1). Sifat dan kareakteristik MR fluid yaitu properti dari MR fluid terutama *viskositas*-nya akan mengalami perubahan apabila dialiri oleh arus/tegangan listrik. Perubahan properties itulah yang nanti akan di kendalikan untuk mendapatkan nilai kenyamanan dari berkendara.

2.5.4. Road Disturbance Model

Ketidak rataan pada permukaan jalan merupakan salah satu gangguan yang cukup berpengaruh terhadap kenyamanan suatu kendaraan. Pemodelan permukaan jalan

dengan bentuk sinusoidal merupakan salah satu metode pendekatan klasik yang biasa digunakan untuk menganalisa respon dari suatu sistem suspensi kendaraan. Kekasaran permukaan jalan (PSD) dapat didekati dengan model matematis agar mendapatkan model yang sesungguhnya. Salah satu pendekatan yang digunakan untuk mewakili bentuk jalan yang sebenarnya adalah menggunakan *Band Limited White Noise tipe random* (Wasiwitono et al. 2016). Adapun pendekatan matematis untuk mengetahui power dari permukaan jalan adalah sebagai berikut:

$$s_{zr}(f) = \frac{R_f}{v} \left(\frac{2\pi f}{v} \right)^n \quad (2.17)$$

Dimana R_f adalah konstanta factor kekasaran jalan, f adalah frequency eksitasi dan v merupakan kecepatan kendaraan (Wasiwitono et al. 2016) persamaan 2.6 merupakan pendekatan dari karakteristik profil permukaan jalan. Ketika parameter $n = -2$ maka persamaan kecepatan PSD (*PSD ground velocity*) adalah sebagai berikut (Wasiwitono et al. 2016),

$$\dot{S}_{zr}(f) = (2\pi f)^2 \cdot S_{zr}(f) = A \cdot v \quad (2.18)$$

Dari persamaan 2.8 dan 2.9 dapat diketahui bahwa displacement dan kecepatan PSD bergantung terhadap kondisi permukaan jalan A dan kecepatan v dari kendaraan. Dimana harga $A = 4,9 \times 10^{-6}$ (El Majdoub et al. 2014; Wasiwitono et al. 2016).

2.6 Road Holding Kendaraan

Road Holding kendaraan adalah Kemampuan roda untuk selalu menempel pada permukaan jalan. *Road Holding* kendaraan dapat dihitung dengan menganalisa hubungan antara gaya dari *unsprung* dengan gaya berat dari bodi kendaraan., dalam hal ini model $\frac{1}{4}$ kendaraan. Secara matematis dapat ditulis sebagai berikut :

$$k_t (Z_{us}-Z_r) < 9,81 (m_s+m_u+m_b) \quad (2.19)$$

2.7 Sistem Kendali

Sebuah pengenal diperlukan untuk mengatur besar gaya redam (F_b) dari *MR damper* pada sistem suspension VSVD (El Majdoub et al. 2014). Terdapat Beberapa cara yang telah dicoba oleh para ilmuwan untuk mengontrol *MR damper* pada sistem suspensi, baik kontrol linear maupun non linear (El Majdoub et al. 2014), seperti: teknik *on-off control system* (Xu and Ahmadian 2013), *Adaptive control system* (El Majdoub et al. 2014), *back-stepping and quantitative feedback theory (QFT)* (Zapateiro et al. 2012), dan *LPV thecniques* (Zin et al. 2006). Dari berbagai jenis kontrol yang ada, dalam penulisan proposal tugas akhir ini akan dibahas tentang kontrol menggunakan PID dan *Pole Placement controller*.

Kendali PID merupakan bagian dari design *via root locus* (Nise 2016). Kendali PID merupakan gabungan dari beberapa komponen kendali yaitu *propotional Integratif controller* (PI) dan *Porposional derivative controller* (PD) , yang mana memiliki fungsi yang berbeda-beda dalam mengubah suatu karakteristik dari suatu sistem. Pengendali PD adalah sebuah kontroler yang mengolah data output dengan sinyal acuan pada sebuah sistem secara *proportional derivative* dengan tujuan untuk memperbaiki *transient respons* dari sebuah *close-loop sistem*. Pengendali PI adalah sebuah kontroler yang mengolah data output dengan sinyal acuan sebuah sistem secara *proportional–integratal* dengan tujuan untuk memperbaiki *steady state error* dari sebuah *close-loop sistem*. Pengendali PID adalah gabungan dari PI dan PD yang berfungsi untuk memperbaiki transiens respon serta steady state error pada *close-loop sistem*, untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada tabel 2.3.

Tabel 2.3 *Tabel Pengaruh Sistem Kontrol PID Terhadap Perubahan Parameter*

Respon	Rise Time	(%OS)	(Ts)	Std eror
Kp	Turun	Naik	Sedikit Perubahan	Turun
Ki	Turun	Naik	Naik	Hilang
Kd	Sedikit Perubahan	Turun	Turun	Sedikit Perubahan

2.7.1 Kendali Proporsional

Kontrol P jika $G(s) = k_p$, dengan k adalah konstanta. Jika $u = G(s) \cdot e$, maka $u = K_p \cdot e$ dengan K_p adalah Konstanta Proporsional. K_p berlaku sebagai Gain (penguat) saja tanpa memberikan efek dinamik kepada kinerja pengendali. Penggunaan K_p memiliki berbagai keterbatasan karena sifat kontrol yang tidak dinamik ini. Walaupun demikian dalam aplikasi-aplikasi dasar yang sederhana kontrol P ini cukup mampu untuk memperbaiki respon transien khususnya rise time dan settling time. Pengendali proporsional memiliki keluaran yang sebanding/proporsional dengan besarnya sinyal kesalahan (selisih antara besaran yang diinginkan dengan harga aktualnya).

Ciri-ciri pengendali proporsional :

1. Jika nilai K_p kecil, pengendali proporsional hanya mampu melakukan koreksi kesalahan yang kecil, sehingga akan menghasilkan respon sistem yang lambat (menambah rise time).
2. Jika nilai K_p naik, maka respon/tanggapan sistem akan semakin cepat mencapai keadaan mantapnya (mengurangi rise time).

3. Namun jika nilai K_p diperbesar sehingga mencapai harga yang berlebihan, akan mengakibatkan sistem bekerja tidak stabil atau respon sistem akan berosilasi.
4. Nilai K_p dapat diset sedemikian sehingga mengurangi steady state error, tetapi tidak menghilangkannya.

2.7.2 Kendali Integratif

Pengendali Integral berfungsi menghasilkan respon sistem yang memiliki kesalahan keadaan mantap nol (Error Steady State = 0). Jika sebuah pengendali tidak memiliki unsur integrator, pengendali proporsional tidak mampu menjamin keluaran sistem dengan kesalahan keadaan mantapnya nol.

Keluaran kendali integrator ini merupakan hasil penjumlahan yang terus menerus dari perubahan masukannya. Jika sinyal kesalahan tidak mengalami perubahan, maka keluaran akan tetap seperti sebelum terjadinya perubahan masukan. Sinyal keluaran pengendali integral merupakan luas bidang yang dibentuk oleh kurva kesalahan / error.

Ciri-ciri pengendali integral :

1. Keluaran pengendali integral membutuhkan selang waktu tertentu, sehingga pengendali integral cenderung memperlambat respon.
2. Ketika sinyal kesalahan berharga nil, keluaran pengendali akan bertahan pada nilai sebelumnya.
3. Jika sinyal kesalahan tidak berharga nol, keluaran akan menunjukkan kenaikan atau penurunan yang dipengaruhi oleh besarnya sinyal kesalahan dan nilai K_i .
4. Konstanta integral K_i yang berharga besar akan mempercepat hilangnya offset. Tetapi semakin besar nilai

konstanta K_i akan mengakibatkan peningkatan osilasi dari sinyal keluaran pengendali.

2.7.3 Kendali Derifatif

Keluaran pengendali diferensial memiliki sifat seperti halnya suatu operasi derivatif. Perubahan yang mendadak pada masukan pengendali akan mengakibatkan perubahan yang sangat besar dan cepat. Ketika masukannya tidak mengalami perubahan, keluaran pengendali juga tidak mengalami perubahan, sedangkan apabila sinyal masukan berubah mendadak dan menaik (berbentuk fungsi *step*), keluaran menghasilkan sinyal berbentuk impuls. Jika sinyal masukan berubah naik secara perlahan (fungsi *ramp*), keluarannya justru merupakan fungsi *step* yang besar magnitudenya sangat dipengaruhi oleh kecepatan naik dari fungsi *ramp* dan factor konstanta K_d .

Sinyal kontrol u yang dihasilkan oleh kendali D dapat dinyatakan sebagai $G(s)=s.K_d$. Dari persamaan di atas, nampak bahwa sifat dari kendali D ini dalam konteks “kecepatan” atau rate dari error. Dengan sifat ini ia dapat digunakan untuk memperbaiki respon transien dengan memprediksi error yang akan terjadi. Kendali Derivative hanya berubah saat ada perubahan error sehingga saat error statis kontrol ini tidak akan bereaksi, hal ini pula yang menyebabkan kendali Derivative tidak dapat dipakai sendiri. Adapun ciri-ciri pengendali derivatif :

1. Pengendali tidak dapat menghasilkan keluaran jika tidak ada perubahan pada masukannya (berupa perubahan sinyal kesalahan).
2. Jika sinyal kesalahan berubah terhadap waktu, maka keluaran yang dihasilkan pengendali tergantung pada nilai K_d dan laju perubahan sinyal kesalahan.
3. Pengendali diferensial mempunyai suatu karakter untuk mendahului, sehingga pengendali ini dapat menghasilkan

koreksi yang signifikan sebelum pembangkit kesalahan menjadi sangat besar. Jadi pengendali diferensial dapat mengantisipasi pembangkit kesalahan, memberikan aksi yang bersifat korektif dan cenderung meningkatkan stabilitas sistem.

4. Dengan meningkatkan nilai K_d , dapat meningkatkan stabilitas sistem dan mengurangi overshoot.

Berdasarkan karakteristik pengendali ini, pengendali diferensial umumnya dipakai untuk mempercepat respon awal suatu sistem, tetapi tidak memperkecil kesalahan pada keadaan tunaknya. Kerja pengendali diferensial hanyalah efektif pada lingkup yang sempit, yaitu pada periode peralihan. Oleh sebab itu pengendali diferensial tidak pernah digunakan tanpa ada kontroler lainnya. Table pengaruh penambahan K_p , K_i , dan K_d terhadap respon darisuatu sistem dapat dilihat pada table 2.3

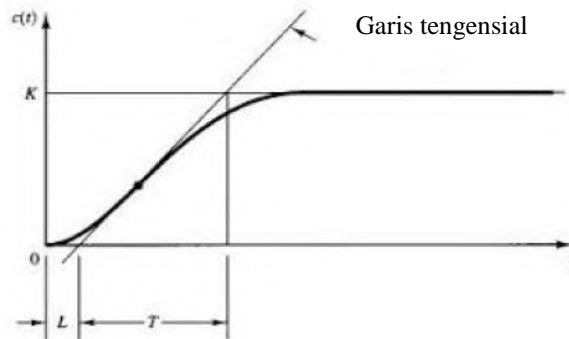
2.7.4 Kendali PID

kendali PID merupakan gabungan dari ketiga kontrol yaitu: kendali porposional (K_p), kendali integratif (K_i), dan kendali diferensial (K_d). Kendali PID memiliki fungsi gabungan dari ketiga sistem kendali tersebut yaitu untuk memperbaiki *rise time*, *steady state error*, dan *percent over shot*. Penentuan harga K_p , K_i , dan K_d terdapat beberapa cara. Salah satu cara yang sering digunakan untuk tuning PID adalah menggunakan metode Ziegler-Nichols, terdapat 2 (dua) cara untuk tuning PID menggunakan aturan Ziegler-Nichols yaitu : Menggunakan Kurva S dan Menggunakan kurva Osilasi (Setiawan 2013).

1. Tuning PID menggunakan kurva S

Pada Metode Kurva S, nilai PID diperoleh dari hasil percobaan dengan masukan unit step, sehingga hasil dari kurva membentuk huruf S. Pada kurva berbentuk S

memiliki karakteristik dengan 2 buah konstanta, yaitu *settling time* L dan *constant time* T . kedua konstanta tersebut diperoleh dengan menggambar garis tangensial pada titik infeksi kurva S seperti pada gambar 2.5. Setelah didapat harga L dan T untuk menentukan harga K_p , K_i , dan K_d dengan menggunakan tabel Ziegler-Nichols untuk kurva S. (Setiawan 2013)



Gambar 2.5 a) Blok diagram sistem dan Kurva S metode Ziegler-Nichols (Setiawan 2013)

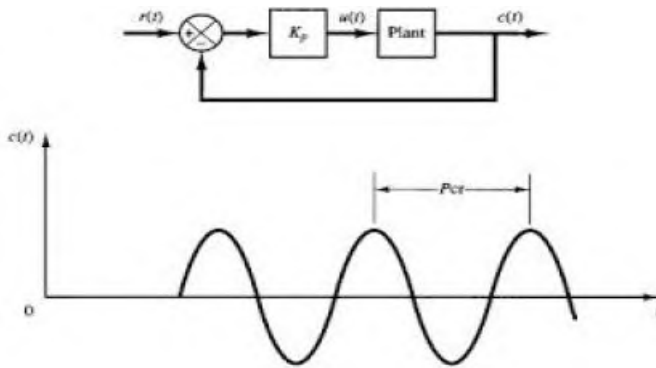
Tabel 2.4 Ziegler-Nichols Metode Kurva S

Type of Controller	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0,9 \frac{T}{L}$	$\frac{L}{0,3}$	0
PID	$1,2 \frac{T}{L}$	$2L$	$0,5 L$

2. Tuning PID menggunakan kurva Osilasi

Metode Osilasi pada aturan Zieger-Nicols dengan menggunakan penambahan *proposional band* saja ($P_i = 0$, dan $P_d = 0$). Nilai K_p dinaikan dari 0 hingga tercapai nilai

K_p yang menghasilkan respon osilasi yang konsisten. Nilai K_p yang menghasilkan osilasi tersebut dinamakan Critical gain (K_{cr}). Jika K_p terlalu kecil, nilai sinyal output akan teredam mencapai titik keseimbangan setelah ada gangguan. Sebaliknya apabila K_p terlalu besar akan menyebabkan tidak stabil dan osilasi semakin membesar. Ketika terdapat osilasi yang konsisten maka dapat ditentukan harga critical gain (K_{cr}) dan Periode Kritis (P_{cr}). Adapun cara mengetahui P_{cr} ditunjukkan pada gambar 2.6

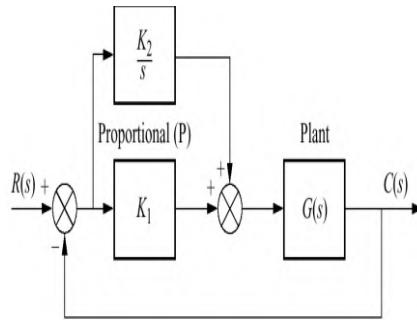


Gambar 2.6 Osilasi Konsisten – Ziegler-Nichols
(Setiawan 2013)

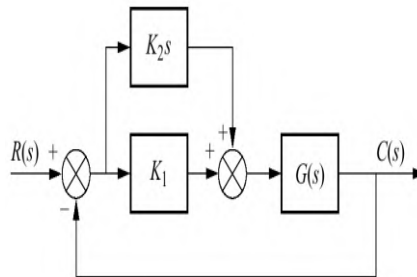
Setelah didapat nilai K_{cr} dan P_{cr} , langkah selanjutnya mencari harga K_p, K_i , dan K_d menggunakan tabel 2.5.

Tabel 2.5 Tabel Ziegler-Nichols Metode Osilasi

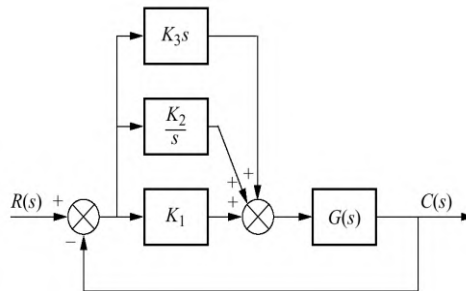
Type of Controller	K_p	T_i	T_d
P	$0,5 K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45 K_{cr}$	$\frac{1}{1,2} P_{cr}$	0
PID	$0,6 K_{cr}$	$0,5 P_{cr}$	$0,75 P_{cr}$



a)

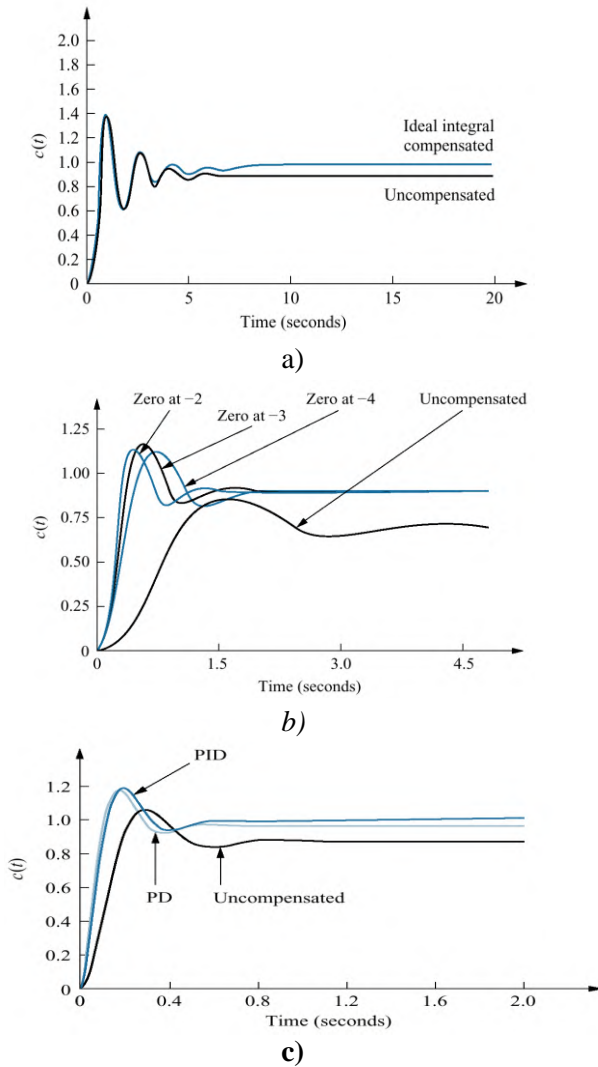


b)



c)

Gambar 2.7 a) Block Diagram Pengendali PI, b) Block Diagram Pengendali PD, dan c) Block Diagram Pengendali PID (Nise 2016)



Gambar 2.8 Respons Dari a) Sistem Proporsional Integral (PI)
 b) Sistem Proporsional Derivative (PD), dan c) Sistem
 Proporsional Integral dan Derivative (Nise 2016)

Gambar 2.7 menunjukkan blok diagram dari suatu close loop sistem, alur dari sistem kontrol yang ditunjukkan adalah output $C(s)$ didesain semirip mungkin dengan inputan $R(s)$, summing pada rangkaian tersebut berfungsi untuk menentukan eror yang terjadi antara output dan input. Selanjutnya nilai eror tersebut di olah oleh sistem kontrol PID, fungsi sistem kontrol tersebut untuk memutuskan berapa angka yang harus dimasukan kedalam plant. Di dalam plant angka tersebut diolah sehingga menghasilkan output, yang selanjutnya output dari plant tersebut di feedback kan lagi untuk dibandingkan dengan acuan yang ditentukan. Proses tersebut berulang sehingga didapatkan eror yang kecil antara output dengan acuan $R(s)$.

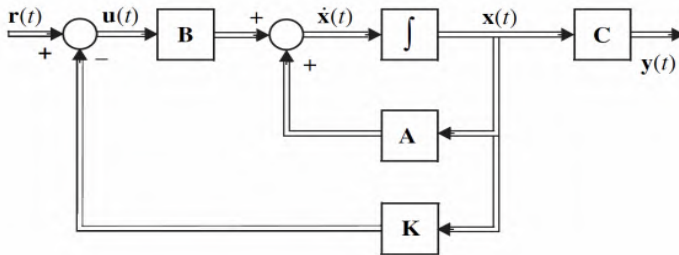
Gambar 2.8 menunjukkan pengaruh Pengendali PI, Pengendali PD, dan Pengendali PID terhadap respon dari suatu sistem. Gambar 2.8a menunjukkan bahwa PI *controller* berpengaruh dominan terhadap posisi steady state eror. Gambar 2.8b menunjukkan bahwa PD *controller* berpengaruh dominan terhadap transient respon dari sebuah sistem. Sementara PID *controller* merupakan gabungan dari Pengendali PIDan Pengendali PD yang berfungsi memperbaiki transient respon dan steady state eror dari sebuah sistem.

2.7.5 *Full State Feedback Control*

Full State Feedback Control atau *Pole Placement* kontrol merupakan *classical control* yang berfungsi untuk merubah atau memperbaiki respon dari suatu sistem tertutup baik *forced respon*, maupun *natural respon* (Nise 2016). Pengertian pole dari suatu *transfer function* adalah (1) harga dari transformasi laplaces yang menyebabkan *transfer function* menjadi infinite. Atau (2) akar dari donominator dari suatu transfer function yang menjadi akar dari numerator (Nise 2016). sedangkan pengertian dari zeros adalah (1) harga dari variable transformasi laplace s , yang

menyebabkan transfer function menjadi *zero* atau *nol* atau (2) beberapa akar dari numerator suatu transfer function yang menjadi akar dari denominator (Nise 2016).

Bentuk kontroler *Full State Feedback Control* ditunjukkan oleh gambar 2.9 dengan asumsi tidak ada *disturbance* dari luar.



Gambar 2.9 *Gambar Full State Feed Back Sistem dengan Tambahan Gain* (Hendricks, Jannerup, and Sørensen 2008)

Dari gambar 2.9 dapat dilihat bahwa *output* dari sistem di *feedback* kan dengan menambahkan nilai K, persamaan untuk linier close loop sistem tersebut dapat ditulis :

$$\dot{x}(t) = (A - BK)x(t) + Br(t) \quad (2.20)$$

Dimana sistem tersebut dikatakan *asymptotically* stabil apabila semua eigenvalues dari persamaan sistem tersebut terletak pada sumbu negative atau *left plane* (Hendricks, Jannerup, and Sørensen 2008). Persamaan untuk mencari eigenvalues dapat dicari dengan persamaan 2.14 yaitu :

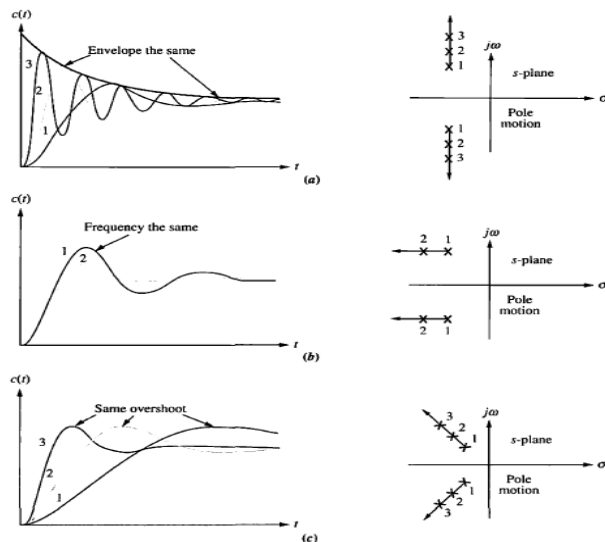
$$\det(\lambda I - A + B) = 0 \quad (2.21)$$

Karakteristik penempatan pole terhadap respon dari sistem adalah sebagai berikut :

1. Ketika lokasi pole di geser ke atas vertikal (sumbu imajiner) dengan σ konstan (sumbu real) ditunjukkan oleh

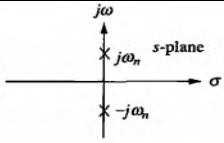
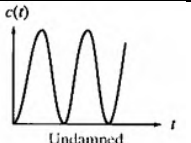
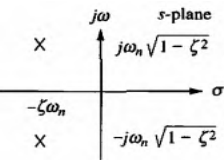
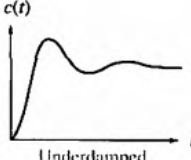
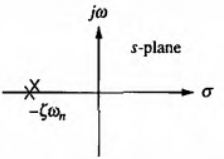
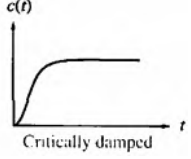
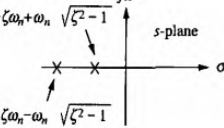
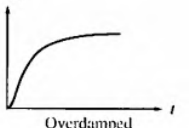
gambar 2.10 a, maka respon dari suatu sistem adalah frekuensi akan meningkat namun memiliki waktu penurunan (decay) yang sama pada setiap lokasi pole-nya. Catatan ketika %overshoot semakin tinggi maka rise time juga akan semakin cepat.

2. Ketika lokasi pole digeser ke kiri (sumbu real) dengan sumbu imajiner yang konstan ditunjukkan (gambar 2.10 b), maka respon yang terjadi adalah frekuensi dari sistem pada setiap titik akan sama dan respon redam akan lebih cepat. Catatan ketika peak time pada semua gelombang sama karena sumbu imajiner tetap.
3. Ketika lokasi pole digeser ke arah radial (gambar 2.10 c) maka respon yang terjadi adalah %overshoot akan sama, respon kecepatan (peak, settling, & rise time) akan berbeda. Dimana semakin jauh lokasi dari titik pusat, semakin cepat kecepatannya.



Gambar 2.10 a) Sumbu Real Konstan b) Sumbu Imajiner Konstan c) Damping Ratio Konstant (Nise 2016)

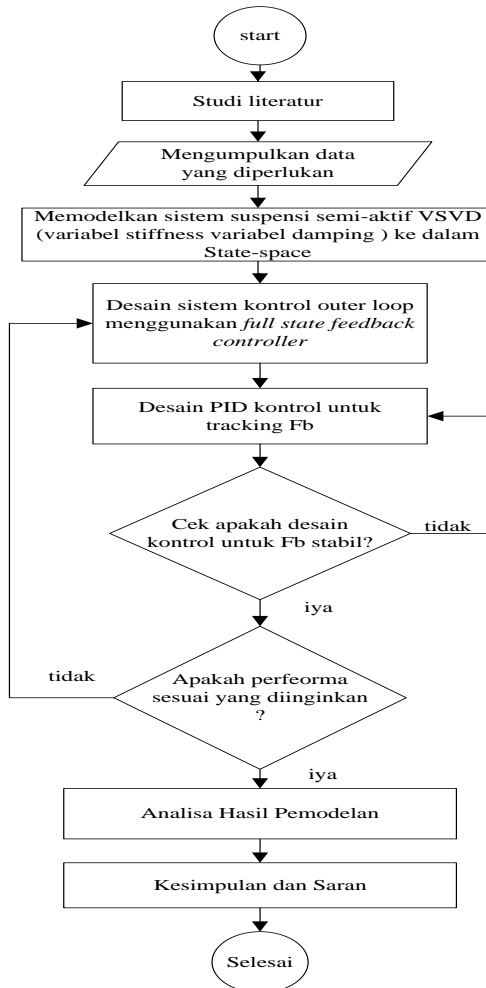
Tabel 2.6 Tabel Pengaruh Lokasi, Pole, dan Step Response yang Dihasilkan. (Nise 2016)

ζ	poles	Step response
0		 Undamped
$0 < \zeta < 1$		 Underdamped
$\zeta = 1$		 Critically damped
$\zeta > 1$		 Overdamped

Dari tabel 2.4 dapat dilihat bahwa peletakan pole dapat mengakibatkan perbedaan respon dari suatu sistem (Nise 2016). Berdasarkan hal tersebut, prinsip dasar desain pole placement *controller* adalah dengan cara meletakan lokasi pole dari suatu sistem supaya memiliki karakteristik respon seperti pada teori. Dengan demikian, sangat mungkin respon dari suatu sistem dapat di kontrol apabila seluruh state dari sistem tersebut dapat diukur/diketahui. Terdapat beberapa cara untuk mendapatkan nilai kontroller Untuk mendapatkan pole sesuai desain antara lain metode transformasi matriks T dan metode Ackermann.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir



Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

3.2 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian yang digunakan pada tulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- a. Studi Literatur, pada tahap ini dilakukan dengan cara mempelajari referensi dari jurnal penelitian, buku penunjang, dan hasil penelitian yang dilakukan oleh peneliti lain mengenai sistem suspensi kendaraan terutama untuk sistem suspensi semi aktif dengan menggunakan VSVD.
- b. Mengumpulkan data yang diperlukan untuk melakukan pemodelan sistem suspensi VSVD, didapat dari beberapa jurnal dan penelitian-penelitian sebelumnya yang berhubungan dengan sistem suspensi semi-aktif VSVD dan *Magnetorehological Damper*.
- c. Memodelkan Sistem Suspensi Pasif dan semi-aktif VSVD kedalam bentuk State Space. State space merupakan metode analisis untuk sebuah sistem kendali yang kompleks. Metode ini digunakan untuk menganalisa sistem kendali dengan input banyak dan output banyak atau disebut MIMO (Multiple Inputs and Multiple Outputs). Perbedaan dengan transfer function adalah untuk transfer function hanya digunakan untuk single input dan single output (SISO), sementara State Space digunakan untuk Multi Input Multi Output (MIMO).
- d. Desain Control Outer Loop dengan menggunakan *full state feedback control*. *full state feedback controller* digunakan untuk menentukan besar gaya redam (F_b) yang akan masuk kedalam sistem suspensi VSVD. *full state feedback control* dipilih karena dapat mengontrol seluruh state variabel yang

di feedback kan sehingga mendapatkan respon yang sesuai dengan desain kriteria. Sementara untuk kontrol PID hanya mampu mengontrol 1 (satu) variable saja.

- e. Desain PID controller digunakan untuk menghasilkan voltase yang diperlukan *Bouch-Wen Model* untuk menghasilkan gaya redam sesuai dengan *Fb refernce* dari *full state feedback controller*.
- f. Memeriksa apakah sistem suspensi dengan PID stabil dilakukan dengan cara melihat nilai dari eigen value dari sistem. Sistem dapat dikatakan stabil apabila eigen value bernilai negatif (Hendricks, Jannerup, and Sørensen 2008).
- g. Apakah performa sesuai dengan yang diinginkan? Yang dimaksud dengan performa yang diinginkan adalah 1. Performa suspensi semi-aktif VSVD memiliki RMS yang lebih kecil dibanding dengan nilai RMS dari sistem suspensi pasif. Serta apakah sistem suspensi Semi-aktif VSVD memiliki RMS *tire deflection* yang lebih kecil daripada suspensi pasif.
- h. Analisa hasil pemodelan. Terdapat 2 (dua) Parameter yang diamati dari hasil pemodelan yaitu *Root Mean Square* (RMS) percepatan sprung dan RMS *tire deflection*. Harga RMS (root-means-square) sering digunakan untuk mengklasifikasikan keparahan getaran dari suatu sistem. Percepatan Sprung digunakan untuk analisa kenyamanan dari suatu kendaraan sementara untuk *tire diflection* digunakan untuk menghitung kemampuan *road holding* kendaraan.
- i. Kesimpulan dan saran. Kesimpulan dari hasil simulasi berupa jawaban dari rumusan masalah dan tujuan

dilukukannya penelitian, sementara saran berisi tentang masukan masukan yang bermanfaat untuk penelitian selanjutnya.

3.3 Pemodelan Sistem Suspensi

Urutan langkah tahap pemodelan sistem suspensi adalah sebagai berikut :

1. Menentukan data model kendaraan. Data model kendaraan yang digunakan untuk menganalisa respon suspensi semi-aktif VSVD adalah menggunakan data pada kendaraan yang telah diteliti sebelumnya dan memiliki respon yang lebih baik dibandingkan dengan beberapa model lainnya (Ivan Firstya 2015) Sedangkan data untuk suspensi pasif menggunakan data sistem suspensi yang dipakai untuk kendaraan. Adapun data kendaraan yang dimaksud adalah sebagai berikut :

Tabel 3.1 *Data Model Kendaraan*

Massa bodi kendaraan (m_s)	240 kg
Massa <i>unsprung</i> (m_u)	36 kg
Massa konektor (m_b)	0.5 kg
Koef. Kekakuan pegas (Pasif) (k_s)	29500N/m
Koef. peredam (Pasif) (c_s)	1500 N s/m
Koef. Kekakuan pegas 1 (k_1)	31392 N/m
Koef. Kekakuan pegas 2 (k_2)	31457.4 N/m
Koef. Kekakuan pegas <i>tire</i> (k_t)	160000 N/m
Koef. peredam <i>tire</i> (c_t)	3430 N s/m

Sementara untuk koefisien peredam *magnetoreological* menggunakan pendekatan Bouch-wen yang mana telah ditunjukkan pada persamaan 2.4 dan 2.5, adapun properties dari persamaan bouch- wen adalah sebagai berikut:

Tabel 3.2 *Data Properties Bouch-Wen Model*

ko	0 N/m
Cba	2100 N.s/m
Cbv	3500 N.s/m.V
α_o	1400 N/m
α_v	69,500 N/m V
λ	4
β	48,000
ρ	48,000

2. Membuat *freebody force diagram* dan merumuskan persamaan gerak dengan menggunakan hukum Newton ke-2. Pada model quarter-car suspensi semi-aktif dengan konfigurasi VSVD dan semiaktif menggunakan persamaan berikut.

Sprung mass :

$$m_s \ddot{Z}_s = -k_{s2}(Z_s - Z_b) - F_b \quad (3.1)$$

Conector mass:

$$m_b \ddot{Z}_b = -k_{s1}(Z_b - Z_u) + k_{s2}(Z_s - Z_b) + F_b \quad (3.2)$$

Unsprung mass :

$$m_u \ddot{Z}_u = k_{s1}(Z_b - Z_u) + k_t(Z_u - Z_r) + c_t(\dot{Z}_u - \dot{Z}_r) \quad (3.3)$$

3. Untuk menghitung percepatan sprung pada kendaraan dengan suspensi VSVD menggunakan persamaan:

$$\ddot{Z}_s = -\frac{k_{s2}}{m_s}(Z_s - Z_b) - \frac{F_b}{m_s} \quad (3.4)$$

4. Untuk mengetahui *defleksi* suspensi semi aktif dilihat dari *defleksi* antara *sprung mass* dengan *conector mass*, persamaan *defleksi* maksimum adalah sebagai berikut:

$$|Z_s - Z_b| \leq Z_{smax} \quad (3.5)$$

Dimana Z_{smax} adalah *defleksi* maksimum suspensi .

5. Road Holding kendaraan dapat dihitung dengan menganalisa hubungan antara gaya dari *unsprung* dengan gaya berat dari bodi kendaraan (Ivan, Firstya 2015). Secara matematis dapat ditulis sebagai berikut :

$$k_t(Z_{us} - Z_r) < 9,81 (m_s + m_u + m_b) \quad (3.6)$$

Berdasarkan persamaan 3.6 dapat diketahui bahwa untuk menjaga road holding pada kendaraan besar gaya berat kendaraan harus lebih kecil daripada gaya yang dihasilkan oleh K_t . Dengan memasukkan data M_s , M_u , M_b , dan K_t , pada persamaan 3.6 maka *defleksi* suspensi maksimal supaya gaya berat kendaraan tetap lebih tinggi daripada gaya pegas roda kendaraan adalah sebesar 1,73 cm.

6. Persamaan *band limited white noise tipe random* dari permukaan jalan ditunjukan pada persamaan 2.11, digunakan sebagai disturbance dari suatu sistem dinamis kendaraan dimana nilai dari persamaan tersebut dipengaruhi oleh 2 (dua) faktor yaitu faktor kekasaran permukaan jalan dalam satuan meter (A) dan kecepatan kendaraan dalam satuan m/s (v). Pada tugas akhir ini analisa dilakukan dengan menentukan besar $A=4,9 \times 10^{-6}$ dan besar $v = 24,7$ m/s.
7. Membuat pemodelan persamaan gerak sistem suspensi VSVD kedalam bentuk state space. State space merupakan metode analisis untuk sebuah sistem kendali yang

kompleks. Metode ini digunakan untuk menganalisa sistem kendali dengan input banyak dan output banyak atau disebut MIMO (*Multiple Inputs and Multiple Output*). Pemodelan state space dari persamaan gerak sistem suspensi VSVD adalah sebagai berikut :

Matrik persamaan state space sistem suspensi semi-aktif VSVD adalah

$$\dot{x} = Ax + B_w W + B_u U \quad (3.7)$$

$$Y = Cx + D_w W + D_u U \quad (3.8)$$

Dimana :

\dot{x} = turunan pertama dari state vektor

Y = output vector

U = input atau control vector

W = disturbance ketidakrataan jalan

A = matrik sistem

B = input matrik

C = output matrik

D = matrik *feed forward*

Pemodelan state space dari persamaan gerak sistem suspensi semi-aktif VSVD adalah sebagai berikut :

Menentukan state variable dari sistem. Dimana :

x_1 = suspensi defleksi ($Z_s - Z_b$)

x_2 = perpindahan *conector mass* ($Z_b - Z_u$)

x_3 = tire defleksi ($Z_u - Z_r$)

x_4 = kecepatan *sprung mass* (\dot{Z}_s)

x_5 = kecepatan *conector mass* (\dot{Z}_b)

x_6 = kecepatan *unsprung mass* (\dot{Z}_u)

W = inputan ketidakrataan jalan (\dot{Z}_r)

Substitusi state variable kedalam persamaan gerak yaitu persamaan 3.1, 3.2, dan 3.3, sehingga menjadi :

Mencari \dot{x}_1

$$\dot{x}_1 = \dot{Z}_s - \dot{Z}_b = x_4 - x_5 \quad (3.9)$$

Mencari \dot{x}_2

$$\dot{x}_2 = \dot{Z}_b - \dot{Z}_u = x_5 - x_6 \quad (3.10)$$

Mencari \dot{x}_3

$$\dot{x}_3 = \dot{Z}_u - \dot{Z}_r = x_6 - W \quad (3.11)$$

Mencari \dot{x}_4

$$\dot{x}_4 = \ddot{Z}_s \quad (3.12)$$

$$\ddot{Z}_s = -\frac{k_{s2}}{m_s}(z_s - z_b) - \frac{F_b}{m_s} \quad (3.13)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{k_{s2}}{m_s}(x_1) - \frac{F_b}{m_s} \quad (3.14)$$

Mencari \dot{x}_5

$$\dot{x}_5 = \ddot{Z}_b \quad (3.15)$$

$$\dot{Z}_b = \frac{-k_{s2}}{m_b} (z_b - z_u) + \frac{k_{s2}}{m_b} (z_s - z_b) + \frac{F_b}{m_b} \quad (3.16)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{-k_{s2}}{m_b} (x_2) + \frac{k_{s2}}{m_b} (x_1) + \frac{F_b}{m_b} \quad (3.17)$$

Mencari \dot{x}_6

$$\dot{x}_6 = \dot{Z}_u \quad (3.18)$$

$$\dot{Z}_u = \frac{k_{s1}}{m_u} (z_b - z_u) - \frac{k_t}{m_u} (z_u - z_r) + \frac{c_t}{m_u} (\dot{z}_u - \dot{z}_r) \quad (3.19)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{k_{s1}}{m_u} (x_2) - \frac{k_t}{m_u} (x_3) + \frac{c_t}{m_u} (x_6 - W) \quad (3.20)$$

Sehingga, harga \dot{x} untuk persamaan state space sistem suspensi VSVD dapat ditulis:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-k_{s2}}{ms} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{s2}}{mb} & \frac{-k_{s1}}{mb} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{s1}}{mu} & \frac{-k_t}{mu} & 0 & 0 & \frac{c_t}{mu} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_s} \\ 0 & \frac{1}{m_b} \\ \frac{-c_t}{m_u} & 0 \end{bmatrix} [W \quad F_b]$$

Matrik Y (output) yang diperlukan adalah sebagai berikut :

Y1 = Percepatan bodi kendaraan,

Y2 = tire defleksi,

Y3 = kecepatan defleksi suspensi,

Y4 = suspensi defleksi,

Matrik state space untuk persamaan Output (Y) sistem suspensi VSVD, adalah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} Y1 \\ Y2 \\ Y3 \\ Y4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-k_{s2}}{ms} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{m_s} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} [W \quad Fb]$$

Untuk sistem Suspensi Pasif permissalan yang digunakan adalah sebagai berikut:

x_1 = suspensi defleksi ($Z_s - Z_u$)

x_2 = tire defleksi ($Z_u - Z_r$)

x_3 = kecepatan *sprung mass* (\dot{Z}_s)

x_4 = kecepatan *unsprung mass* (\dot{Z}_u)

W = inputan ketidakrataan jalan (\dot{Z}_r)

Mencari \dot{x}_1 :

$$\dot{x}_1 = \dot{Z}_s - \dot{Z}_u = x_3 - x_4 \quad (3.21)$$

Mencari \dot{x}_2

$$\dot{x}_2 = \dot{Z}_u - \dot{Z}_r = x_4 - W \quad (3.22)$$

Mencari \dot{x}_3

$$\dot{x}_3 = \ddot{Z}_s \quad (3.23)$$

$$m_s \ddot{Z}_s = -k_s(z_s - z_u) - c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (3.24)$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{k_s}{m_s} (x_1) - \frac{c_s}{m_s} (x_3 - x_4) \quad (3.25)$$

Mencari \dot{x}_4

$$\dot{x}_4 = \ddot{Z}_u \quad (3.26)$$

$$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - c_t(\dot{z}_u - \dot{z}_r) \quad (3.27)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{k_s}{m_u}(x_1) - \frac{k_t}{m_u}(x_2) + \frac{c_s}{m_u}(x_3 - x_4) - \frac{c_t}{m_u}(x_4 - W) \quad (3.28)$$

Sehingga harga matrik X untuk persamaan state space sistem suspensi pasif adalah:

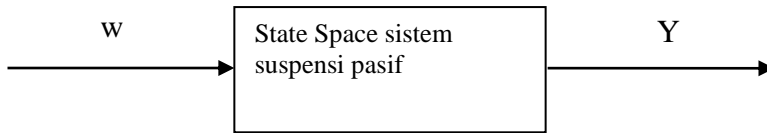
$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -(\frac{c_s}{m_u} + \frac{c_t}{m_u}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{c_t}{m_u} \end{bmatrix} [W]$$

Sehingga harga matrik Y (output) untuk suspensi pasif adalah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} Y1 \\ Y2 \\ Y3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [W]$$

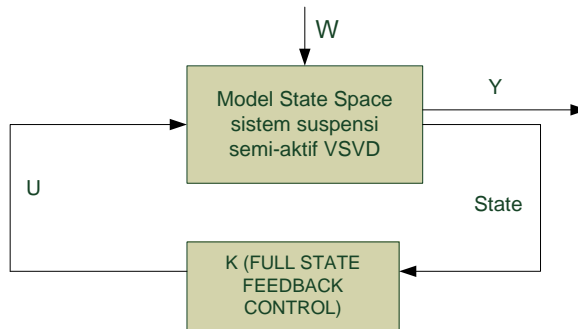
3.4 Desain Sistem Kontrol

Block diagram sistem *control* adalah representasi sistem kendali dalam bentuk diagram. Pada block diagram sistem *control* tiap blok mewakili transfer fungsi dari tiap-tiap elemen. Pada tugas akhir ini terdapat tiga block diagram sistem suspensi yang digunakan untuk mendesain suatu sistem suspensi, yaitu : 1) Block diagram sistem suspensi pasif (tanpa *controller*). 2) Block diagram sistem suspensi VSVD dengan *PP controller*. 3) Block diagram sistem suspensi VSVD dengan *PID+PP controller*. Adapun gambar block diagram sistem *control* dari tiap-tiap sistem tersebut ditunjukkan oleh gambar 3.2 s/d 3.4.



Gambar 3.2 Blok Digram Sistem Suspensi Pasif (Tanpa Controller)

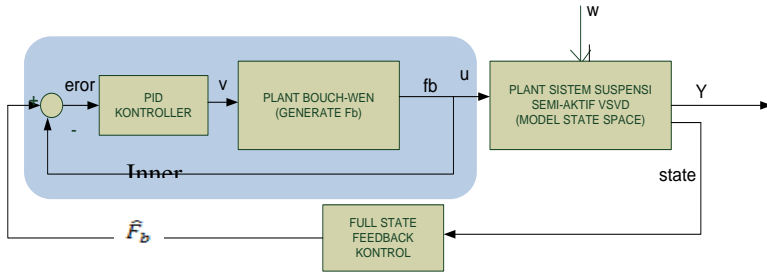
Gambar 3.2 menunjukkan skema dari sistem suspensi pasif tanpa *controller* dimana inputan satu satunya adalah berasal dari ketidak rataan permukaan jalan dan kecepatan kendaraan yang direpresentasikan kedalam spectrum permukaan jalan. Output dari sistem suspensi pasif yang digunakan untuk analisa adalah *sprung acceleration* dan suspensi deflection yang digunakan untuk analisa kenyamanan dan keamanan bagi kendaraan.



Gambar 3.3 Block Diagram Suspensi Semi-Aktif VSVD dengan Pole Placement Controller

Blok diagram pada *Pole Placement controller* ditunjukkan pada gambar 3.3, model dinamik dari sistem suspensi memiliki 2 buah input yaitu : gangguan dari permukaan jalan dan gaya redam (Fb). Nilai Fb didapat dari persamaan bouch-Wen, dimana besar Fb didapat ditentukan oleh besar voltase, sprung displacement dan

sprung velocity. Pembuatan blok diagram *PP controller* ini bertujuan untuk menentukan besar F_b reference yang didapat dengan cara memfeed-back kan seluruh state variable dari persamaan state space.



Gambar 3. 4 Block Diagram Sistem Suspensi Semi-Aktif VSVD dengan PID dan full state feedback control

Gambar 3.4 menunjukkan bahwa pemodelan sistem suspensi VSVD pada tugas akhir ini memiliki 2 (dua) *looping*, *inner loop* dan *outer loop*. *Inner loop* menggunakan kendali PID dengan tujuan untuk mengontrol besar voltase yang harus di inputkan kedalam persamaan Bouch-Wen agar mendapatkan besar gaya redam yang sesuai dengan respon yang diinginkan. sementara untuk Pole Placement *controller* memiliki fungsi untuk mengkonfersi seluruh state yang di *feedback* kan menjadi sinyal gaya redam (\hat{F}_b) *reference*. *Controlled variabel* dari inner loop adalah gaya redam F_b , sedangkan *manipulated variable* dari inner loop adalah voltase. *Outer loop* menggunakan *PP controller*. Sedangkan *controlled variable* dari outer loop adalah respon dari suspensi (percepatan sprung dan *suspensi deflection*) dan *manipulated variable*-nya adalah besar nilai F_b .

(Halaman ini Sengaja Dikosongkan)

BAB IV DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Full State Feedback Control

Full state feedback control atau *pole placement control* adalah sistem kendali yang digunakan untuk merubah respon suatu sistem dengan cara menentukan lokasi pole dari suatu sistem. Pada penulisan ini desain *PP controller* digunakan untuk mendapatkan parameter berupa sinyal *suspensi displacement* ($Z_s - Z_u$), *suspensi velocity* ($\dot{Z}_s - \dot{Z}_b$), dan gaya redam (F_b). Adapun langkah mendesai harga controller dari PP controller adalah sebagai berikut:

1. Menentukan Lokasi Pole

Penentuan lokasi pole untuk menentukan harga K pada *PP controller* dipilih dari 4 lokasi pole yang berbeda yaitu untuk lokasi pole undamped, under damped, critically damped dan over damped.

2. Dari ke-empat lokasi pole tersebut di cari harga controller (K), sehingga didapat harga K pada setiap lokasi pole yang telah ditentukan. Penentuan harga K dicari dengan menggunakan bantuan software perhitungan matematis.
3. Harga K yang digunakan sebagai referensi adalah harga K yang memiliki nilai kenamanan yang paling baik. Para engineer dan desainer sering menggunakan nilai Root-Mean-Square (RMS) percepatan sprung untuk analisa kenyamanan pada kendaraan, dimana semakin kecil RMS percepatan yang terjadi, semakin baik kenyamanan dari kendaraan tersebut, sehingga pada tugas akhir ini digunakan analisa RMS untuk menentukan tingkat kenyamanan dari suatu sistem suspensi.

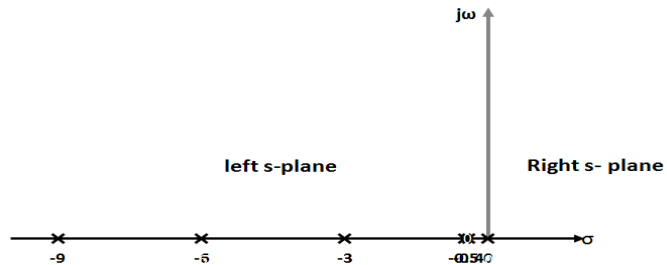
Adapaun hasil RMS percepatan bodi kendaraan dari keempat lokasi pole ditunjukkan oleh tabel 4.1

Tabel 4.1 Hasil RMS Percepatan Bodi Kendaraan Berdasarkan Lokasi Pole

X	data 1	data2	data 3	data 4
	critically damped	over damped	under damped	undamped
RMS	0.026567	0.025651	0.026540	0.026548

Dari ke-empat percobaan tersebut lokasi pole *over damped* yang memiliki rata-rata RMS percepatan sprung yang paling baik, sehingga untuk lokasi pole ditentukan menggunakan lokasi pole *over damped* (gambar ditunjukkan pada tabel 2.6)

Dengan lokasi pole *over damped* = $[-9 \ -3 \ -0.4 \ 0 \ -0.5 \ -6]$



Gambar 4.1 Lokasi Pole Full State Feedback Control (*over damped*)

Dengan harga $K = [31358 \ -31399 \ 949 \ 8 \ -7 \ 4]$ dimana ukuran matrik K dipilih berdasarkan jumlah matrik state yang di *feedback* kan dari sistem suspensi semi-aktif VSVD.

Dari hasil respon *PP controller* dengan inputan *white noise* dengan kecepatan kendaraan berdasarkan penelitian sebelumnya yaitu sebesar 24,7 m/s dan harga kekasaran sebesar $4,9 \times 10^{-6}$. didapat data sebagai berikut:

Tabel 4.2 Hasil Running full state feedback control

Keterangan	Fb	Displacement sprung (m)	velocity sprung (m/s)	Percepatan sprung (m/s ²)
Min	-2013	-0.03505	-0.01008	-0.02645
Max	1902	0.01508	0.004107	0.04838
Mean	170.6	-0.006532	-0.002329	0.00669
RMS	915.6	0.011621	0.835900	0.025651

Data dari tabel 4.2 digunakan untuk menentukan besar K_p , K_i , K_d pada kendali PID untuk menentukan besar F_b pada bouch-wen model. Adapun data yang diperlukan bouchwen model adalah *sprung displacement*, *velocity sprung*, *voltase input* dan *Fb reference* didapat dari F_b rata-rata yang dihasilkan oleh *PP controller*.

4.2 Sistem Kendali PID

Sistem kontrol PID digunakan untuk mengatur besar gaya redam (F_b) yang akan masuk ke dalam state space persamaan dinamis suatu sistem (gambar 3.4). Untuk mencari harga K_p , K_i , K_d dari suatu sistem tersebut, langkah awal adalah dengan cara mencari nilai rata-rata yang dihasilkan dari *Pole Placement controller*. Adapun data rata-rata yang diperlukan sebagai input untuk menentukan harga K_p , K_i , K_d adalah : gaya redam (F_b), kecepatan *defleksi* suspensi, dan *suspensi deflection*. Adapaun tahapan untuk mencari besar K_p , K_i , dan K_d adalah sebagai berikut :

1. Menentukan nilai rata-rata dari : F_b , $\dot{Z}_s - \dot{Z}_b$, dan $Z_s - Z_b$ didapat dari tabel 4.1, sebagai inputan persamaan Bouch-Wen.
2. Menentukan harga harga K_p , K_i , K_d dengan acuan (referensi) F_b yang dihasilkan oleh *PP controller*,

sementra harga perpindahan suspensi dan kecepatan defleksi suspensi diambil dari rata-rata *PP controller* dicari dengan menggunakan 3 metode yaitu, metode Ziegler-Nichols Metode Osilasi, metode auto tuning dan trial & error. Berdasarkan hasil perhitungan Ziegler Nichols didapat harga $K_{cr} = 0,2$ dan $P_{cr} = 3,1$. Adapun hasil tuning dari ketiga metode tersebut ditunjukkan oleh tabel 4.3

Tabel 4.3 Tabel K_p , K_i , K_d untuk Tracking F_b

Uraian	K_p	K_i	K_d
Ziegler-Nichols	0,12	1,55	0,387
Auto Tuning	0	0,0774	0
Trial & Error	0,09	0.006	0

Dari ketiga metode tersebut dipilih metode trial & error dikarenakan memiliki respon RMS percepatan yang paling baik diantara hasil tuning dari metode lainnya.

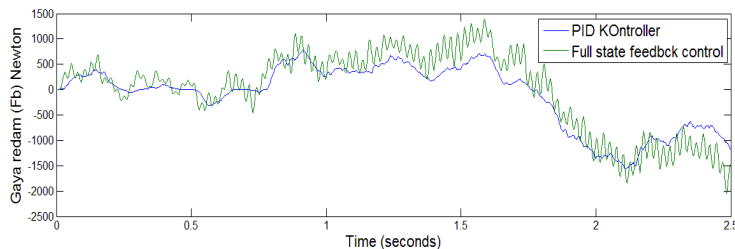
- Melihat kestabilan sistem setelah diberi *controller*. Karakteristik kestabilan sistem menggunakan state space model adalah dengan cara melihat nilai eigen value dari matriks A pada sistem tersebut. Sistem dapat dikatakan stabil apabila seluruh nilai eigen value bernilai negative (Hendricks, Jannerup, and Sørensen 2008). Adapaun hasil dari eigen value dari sistem suspensi semi-aktif VSVD adalah sebagai berikut:

- 0.16 + 3.5522i
- 0.16 - 3.5522i
- 47.42 + 0.5110i
- 47.42 - 0.5110i
- 0.06 + 0.0772i
- 0.06 - 0.0772i

Berdasarkan karakteristik kestabilan sistem dan nilai dari *eigen value* sistem, bahwa sistem yang seluruh *eigen value*-nya bernilai negative dapat dikatakan stabil.

4.3 Sistem Kendali PID dan Full State Feedback Control

Sistem *Control* PID dan *full state feedback control* merupakan gabungan dari dua sistem kontroller yaitu Kendali PID dan *full state feedback control*, adapun blok *controller* dari sistem suspensi semi-aktif dengan PID dan *full state feedback control* ditunjukkan pada Gambar 3.4. Pada gambar tersebut sistem memiliki 2 buah looping, inner loop dan outer loop, inner loop digunakan untuk menentukan besar inputan Bouch-wen. Grafik Tracking PID terhadap *PP controller* ditunjukkan oleh gambar 4.1



Gambar 4.1 Grafik Tracking Gaya Redam Fb PID Terhadap Gaya Redam Full State Feedback Controller

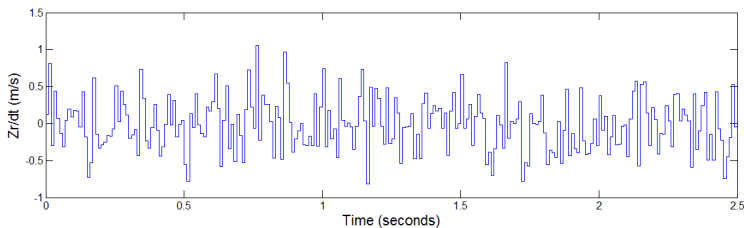
Dari gambar 4.1 dapat dilihat bahwa terdapat 2 grafik gaya redam Fb, yaitu grafik gaya redam yang dihasilkan *full state feedback control* dan grafik gaya redam yang dihasilkan oleh kendali PID. Gaya redam (Fb) *full state feedback control* pada sistem ini merupakan gaya redam acuan (reference) dari kendali PID, hal tersebut dikarenakan gaya redam *full state feedback control* telah mampu menghasilkan performa kenyamanan yang baik untuk sistem suspensi semi-aktif VSVD (dilihat dari harga RMS percepatan sprung). Penggunaan 2 jenis kontroller ini dikarenakan oleh Kendali PID hanya dapat digunakan untuk mengontrol SISO sementara persamaan pada sistem suspensi semi-

aktif VSVD merupakan persamaan yang kompleks yang bertipe multi input multi output (MIMO). Sementara gaya redam yang didapat dari *full state feedback control* tidak dapat digunakan langsung sebagai inputan langsung dikarenakan sistem suspensi semi-aktif VSVD memerlukan persamaan Bouch-Wen untuk menghasilkan gaya redam.

4.4 Profil Permukaan Jalan

Kondisi permukaan jalan memiliki bentuk dan ketinggian yang tidak rata atau acak. Pada tugas akhir ini pendekatan ketidakrataan suatu permukaan jalan didekati dengan menggunakan power spectral density (PSD) white noise tipe random karena bentuk profil dengan tampilan White noise dianggap lebih menyerupai kondisi permukaan jalan yang sebenarnya. Besar dari Power permukaan jalan dipengaruhi oleh besar dari \dot{z}_r , yang mana besar dari \dot{z}_r dipengaruhi oleh 2 faktor yaitu kekasaran suatu jalan (A) dan kecepatan kendaraan (v). Untuk mendapatkan nilai \dot{Z}_r ditunjukkan dengan persamaan 2.10 dan 2.11.

Kecepatan kendaraan yang digunakan pada analisa tugas akhir ini adalah sama seperti yang dilakukan oleh penelitian sebelumnya yaitu sebesar 24.7 m/s dan harga kekasaran permukaan jalan (A) adalah sebesar 4.9×10^{-6} m, Sehingga besar dari power permukaan jalan adalah sebesar $24.7 \text{ (m/s)} \times 4.9 \times 10^{-6} \text{ (m)} = 1.78 \times 10^{-4}$. Untuk mengetahui profil permukaan jalan diperlukan bantuan software. Adapun grafik profil kecepatan dari permukaan jalan terhadap waktu ditunjukkan oleh gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik Ketidakrataan Permukaan Jalan

4.5 Analisa Kenyamanan Sistem Suspensi

Percepatan sprung (bodi kendaraan) digunakan untuk menganalisa tingkat kenyamanan dari suatu kendaraan, semakin kecil percepatan sprung yang terjadi semakin tinggi tingkat kenyamanan dari suatu kendaraan. Data percepatan sprung yang didapat dari simulasi dengan inputan *white noise* tipe random (gambar 4.2) dirtunjukkan pada tabel 4.4

Tabel 4.4 Tabel RMS Percepatan Sprung Sistem Suspensi

Uraian		RMS
Percepatan Sprung (m/s ²)	PID+PP	0.2046
	PP	0.0237
	pasif	1.6802

Berdasarkan tabel 4.4 dapat diketahui bahwa *full state feedback* sebagai referensi untuk kendali PID memiliki respon yang paling baik dengan RMS percepatan sebesar 0.0237 m/s², pada sistem suspensi semi-aktif VSVD dengan PID+PP *controller* memiliki RMS percepatan sebesar 0,2046 m/s², dan pada pasif suspension memiliki RMS percepatan sebesar 1,6802 m/s². Hal tersebut dikarenakan pada suspensi semi-aktif VSVD besar gaya redam dapat disesuaikan sesuai dengan gaya eksitasi yang diberikan oleh permukaan jalan.

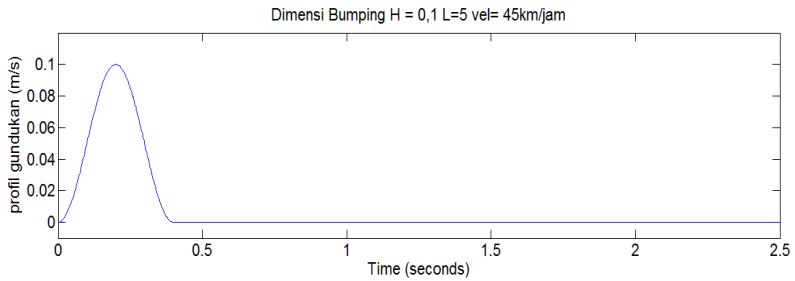
Pada suspensi pasif besar koefisien pegas dan peredam adalah tetap sehingga apabila frekuensi permukaan jalan tinggi akan menghasilkan *amplitude* yang besar. Berbeda dengan sistem suspensi semi-aktif dengan *controller*. Ketika frekuensi permukaan jalan tinggi, serta rasio $(\frac{\omega}{\omega_n}) < \sqrt{2}$, maka besar koefisien peredam akan dinaikan agar amplitudo yang dihasilkan tidak terlalu besar.

Perbandingan time respon perubahan gaya redam terhadap gaya yang diberikan kepada sistem suspensi *pasif* dan *semi aktif* dapat dilihat ketika sistem diberi inputan *Bumping Road* atau melewati

gundukan (polisi tidur) dengan kecepatan 12,5 m/s (45 km/jam) dengan dimensi gundukan tinggi = 0,1 meter, dan lebar gundukan 5 meter. Besar respon bump dihitung menggunakan persamaan 4.1 (Zin et al. 2006):

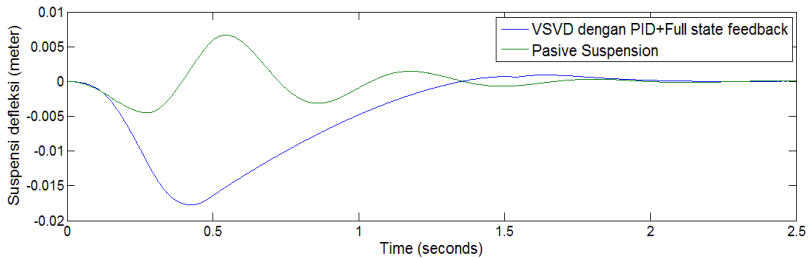
$$z_r(t) = \begin{cases} \frac{A}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi V}{L} t \right) \right), & 0 \leq t \leq L/V \\ 0, & t > L/V \end{cases} \quad (4.1)$$

Adapun besar dari respon gundukan ditunjukkan pada gambar 4.3



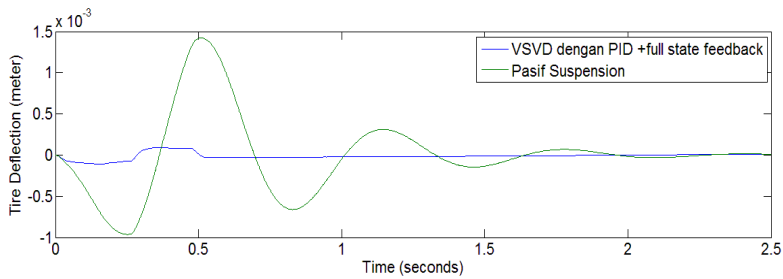
Gambar 4.3 *Inputan Bumping Road*

Pada gambar 4.3 ditunjukkan profil inputan dari sebuah gundukan dengan dimensi tinggi = 0,1 meter, lebar = 5 meter, dan kecepatan kendaraan melewati gundukan tersebut adalah 12,5 m/s. dari gambar 4.3 dapat diketahui waktu yang dibutuhkan kendaraan untuk melewati gundukan adalah 0,4 meter.



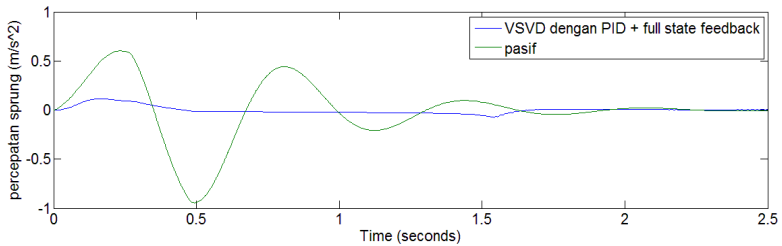
Gambar 4.4 *Respon Suspensi Defleksi Saat Melewati Bumping Road*

Pada gambar 4.4 menunjukkan besar *defleksi* yang terjadi pada suspensi per satuan waktu. Dari gambar 4.4 dapat diketahui perbedaan respon getaran yang terjadi pada suspensi VSVD dengan suspensi pasif. Pada suspensi pasif ketika mendapat gangguan dari gundukan jalan suspensi akan berosilasi kemudian teredam sampai di keadaan awal 0. Sementara pada suspensi VSVD, ketika suspensi mendapat gangguan berupa gundukan jalan, maka respon yang ditimbulkan adalah suspensi akan *terdefleksi* dan kembali ke titik awal tanpa ada osilasi.



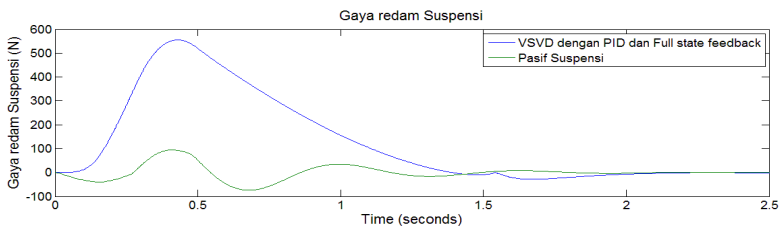
Gambar 4.5 *Respon Tire Defleksi*

Gambar 4.5 menunjukkan respon *defleksi* pada roda, dari gambar tersebut terlihat bahwa *tire defleksi* pada sistem suspensi semi-aktif VSVD tidak terlalu besar jika dibanding dengan pasif suspensi. Respon gerakan pada sistem suspensi semi-aktif VSVD juga segera kembali ke posisi awal tepat beberapa detik ketika melewati gundukan. Berdasarkan hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa performa *tire defleksi* sistem suspensi VSVD lebih baik daripada pasif suspension karena disamping memiliki *defleksi* yang rendah, sistem suspensi semi-aktif VSVD juga lebih cepat kembali ke keadaan awal atau ke titik nol.



Gambar 4.6 *Respon Percepatan Sprung Dengan Inputan Bumping Road*

Gambar 4.6 menunjukkan respon percepatan sprung pada 2 buah sistem suspensi setelah melewati gundukan. Hasil percepatan dari simulasi didapatkan bahwa sistem suspensi semi-aktif VSVD memiliki percepatan sprung yang lebih kecil dibanding percepatan sprung pada pasif suspensi. Berdasarkan teori kenyamanan pada kendaraan, mengatakan bahwa semakin kecil percepatan yang terjadi pada sasis kendaraan semakin nyaman pula kendaraan tersebut. Berdasarkan teori tersebut, maka dapat disimpulkan bahwa pada suspensi semi aktif memiliki performa kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi pasif.



Gambar 4.7 *Gaya Redam Suspensi*

Gambar 4.7 menunjukkan besar gaya redam yang dihasilkan oleh kedua tipe suspensi ketika mendapat gangguan berupa gundukan atau polisi tidur. Dari gambar 4.7 dapat diketahui bahwa besar gaya redam suspensi semi-aktif VSVD akan menyesuaikan dengan besar gaya yang terjadi. Sementara pada sistem suspensi

pasif gaya redam suspensi tetap sehingga respon geraknya berdasarkan harga natural frekuensinya saja.

4.6 Analisa Keamanan Sistem Suspensi

Tire deflection ($z_u - z_r$) digunakan untuk menganalisa daya pijak kendaraan (*road holding*) antara roda dengan permukaan jalan. Semakin kecil defleksi yang terjadi pada sebuah suspensi dan roda kendaraan akan meningkatkan kemampuan *road holding* kendaraan tersebut. Apabila kendaraan memiliki *road holding* yang baik, maka kendaraan tersebut akan memiliki kemampuan *handling* yang baik (Shirahatti et al. 2008). Analisa keamanan suatu kendaraan juga memperhatikan defleksi maksimum suspensi yang terjadi pada kendaraan tersebut ($z_s - z_b$). Besar defleksi maksimum suspensi yang diijinkan pada kendaraan *city car* adalah $z_{\max} = 0.08$ m (Hong Chen and Kong-Hui Guo 2005). Adapun data hasil simulasi ditunjukkan oleh tabel 4.5

Tabel 4.5 *Tabel Suspensi Defleksi vertikal*

<i>Defleksi</i> m_s (meter)	Semi-aktif VSVD PID	<i>Full State Feedback</i>	Pasif
min	-0.006947	-0.008717	-0.00736
max	0.006634	0.007262	0.006965
mean	-4.18E-05	-0.000357	-0.00013

Dari tabel 4.5 dapat diketahui besar suspensi *defleksi* maksimal yang terjadi pada sistem suspensi. Suspensi semi-aktif VSVD memiliki suspensi *defleksi* maksimum sebesar -0.0069 m, sementara untuk *defleksi* maksimum pada suspensi pasif adalah sebesar -0,0074 m. Suspensi dapat dikatakan nyaman apabila memiliki percepatan vertikal dan *defleksi* yang semakin kecil (Taini and Triwiyatno 2014). Berdasarkan hal tersebut dapat diketahui bahwa performa suspensi *defleksi* pada sistem suspensi semi-aktif VSVD lebih baik daripada sistem suspensi pasif.

Tabel 4.6 *Tabel Tire Deflection*

Tire Deflection (meter)	Semi-aktif VSVD PID	Pasif	Full state feedback
min	-0.006171	-0.00751	-0.006171
max	0.006893	0.00896	0.006893
mean	4.39E-06	-5.86E-05	4.39E-06
RMS	0.00222	0.00250	0.00222

Tinjauan untuk *road holding* kendaraan adalah gaya yang dihasilkan oleh *tire defleksi* harus lebih kecil daripada gaya berat kendaraan, dalam hal ini model $\frac{1}{4}$ kendaraan. Secara matematis persamaan *road holding* ditunjukkan oleh persamaan 2.12. Analisa besar *defleksi* maksimal yang memenuhi kriteria *road holding* adalah sebagai berikut:

$$k_t (Z_{us} - Z_r) < 9,81 (m_s + m_u + m_b)$$

Dimana:

$(Z_{us} - Z_r)$ = *tire defleksi* (m);

k_t = koefisien kekakuan roda (160000 N/m);

m_s = massa sprung (240 kg);

m_u = massa unsprung (36 kg); dan

m_b = massa konektor (0,5 kg).

Berdasarkan data diatas, maka dapat diketahui bahwa defleksi maksimal pada *tire* agar memenuhi kriteria *road holding* maka *tire defleksi* $(Z_{us} - Z_r)$ yang diijinkan tidak boleh lebih dari 0,0169 meter. Hasil *tire defleksi* dari simulasi sistem suspensi pasif dan semi-aktif VSVD tercantum pada tabel 4.6 menunjukan bahwa tipe suspensi semi-aktif VSVD memiliki *tire defleksi* sebesar 0.00689 m, sementara sistem suspensi pasif memiliki *tire defleksi* sebesar 0.00896 m. Berdasarkan kriteria *road holding* (persamaan 2.12) dapat diketahui bahwa *tire defleksi* dari kedua sistem tersebut telah memenuhi kriteria suspensi *defleksi*. Performa sistem suspensi yang baik memiliki percepatan vertikal dan *defleksi* yang kecil, berdasarkan hal tersebut dapat disimpulkan bahwa sistem suspensi *semi-aktif* VSVD memiliki performa *road holding* yang lebih baik daripada sistem suspensi pasif.

LAMPIRAN

```
clc
clear
%vehicle data%
%reference from ivan firstya nugraha et all
ks1=31392;%stiffness koefficient 1 (N/m)
ks2=31457.4;%stiffness koefficient 2 (N/m)
kt=160000; %stiffness koefficient of tire (N/m)
ms=240;% sprung mass (kg)
mu=36;%unsprung mass(kg)
mb=0.5;%conector mass (kg)
ct=3430; %damping coefficient of tire (N.m/s)

%data pasiv suspensi refernce from K. El
Majdoub
pks=29500;
pcs=1500;

%input data VSVD with PID & PP kontroller%
%two input in state space are power spectral
density & voltase

%data koefisient MR damper
%bouch-wen properties referency no.3
vol = 5 ;%maksimal voltase 0-5volt referency no
2
kb = 0;%N
cbo = 2100; %N s/m
cbv = 3500; %N s/m.v
alphao = 1400; %N/m
alphav = 69.500;%N/m.v
lamda = 4;
beta = 48000;
rho = 48000;

%Power spectral density of road data
vel = 10; %m/s referency no 13
```


2

```
n = -2;
rf = 4.9 *10e-6;
f1 = 1.59 ;
f2 = 15.9 ;%Hz reference no.2

%matrrik state space%
%x=ax+bu
%y=cx+du
%x = [x1 x2 x3 x4 x5 x6]
%x1=zs-zb; x2=zb-zu; x3=zu-zr; x4=zs/dt;
x5=zb/dt; x6=zu/dt
%w=zr/dt (input)

a =[0 0 0 1 -1 0;
    0 0 0 0 1 -1;
    0 0 0 0 0 1;
    (-ks2/ms) 0 0 0 0 0;
    (ks2/mb) (-ks1/mb) 0 0 0 0;
    0 (ks1/mu) (-kt/mu) 0 0 (-ct/mu)];

b =[0 0;
    0 0;
    -1 0;
    0 (-1/ms);
    0 1/mb;
    (ct/mu) 0];
bu= [0;0;0;(-1/ms);(1/mb);0]
%desire output
%1. sprung aceleration(zs/dt^2)
%2. tire deflection (zu-zr)
%3. tire deflection velocity (zu/dt-zr/dt)
%4. Sprung deflektion velocity(zs/dt-zb/dt)
%5. Sprung deflection(zs-zb)
%6. Unsprung Acceleration
c =[-ks2/ms 0 0 0 0 0;
    0 0 1 0 0 0;
    0 0 1 -1 0 0;
    1 0 0 0 0 0];
```

```

d = [0 -1/ms;
      0 0;
      0 0;
      0 0];

%eigenvaluedari vektor a
e = eig (a)

% desire pole placement
p =[-9 -3 -0.4 0 -0.5 -6];
%find gain (K) from pole placement control
system.
K= place (a,bu,p)

%Data pasif
%state space
%X=a1.x+b1.u
%Y=c1.x+d1.u
%state variable pasive suspension
%x1=zs-zu; x2=zu-zr; x3=zs/dt; x4=zu/dt
%u=zr/dt (input)
a1= [0 0 1 -1;
      0 0 0 1;
      (-pks/ms) 0 (-pcs/ms) (pcs/ms);
      pks/mu -kt/mu pcs/mu (-pcs-ct)/mu];
b1= [0;
      -1;
      0;
      ct/mu];
%output
%1.sprung percepatan
%2.sprung defelction zs-zu
%3.sprung velocity zs/dt-zu/dt
%4.unsrung deflectiont
c1=[-pks/ms 0 -pcs/ms pcs/ms;
      1 0 0 0;
      0 0 1 -1;
      0 1 0 0];
d1=[0;

```

4

```
0;  
0;  
0];  
% Bumpy Road  
dt = 5 / 12.5;  
L= 5;  
H= 0.1;  
time = linspace(0, dt);  
time = time';  
rh = H/2 * ( 1 - cos( 2*3.1415926 * time / dt  
));  
  
road = [ time rh ];
```

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada tugas akhir ini sudah didesain sistem kendali suspensi semi-aktif VSVD. Desain sistem kontrol yang digunakan terdiri dari 2 looping, outer loping menggunakan *full state feedback control* berfungsi untuk memperoleh gaya redam (F_b) yang dibutuhkan suspensi semi-aktif VSVD. Parameter gain K dari *full state feedback control* adalah $[31358 \quad -31399 \quad 949 \quad 8 \quad -7 \quad 4]$. Untuk inner looping menggunakan kontrol PID yang berfungsi untuk tracking sinyal FB dari *outer looping*, dan digunakan untuk menentukan besar voltase yang harus dialirkan kedalam Bouch-Wen model untuk menghasilkan gaya redam yang sesuai dengan reference. Adapun parameter PID yang digunakan adalah $K_p = 0,09$, $K_i = 0,006$, dan $K_d = 0$.

5.2 Saran

Dalam penulisan tugas akhir ini telah dibahas tentang desain kontrol sistem suspensi VSVD dengan menggunakan *full state feedback control* dan Kendali PID sehingga suspensi semi-aktif VSVD memiliki performa yang lebih baik daripada sistem suspensi pasif. Untuk pembuatan prototipe sistem suspensi semi-aktif VSVD perlu diteliti lagi tentang sensor-sensor yang digunakan untuk mendapatkan sinyal pada tiap state yang di *feedback* – kan.

Dapat dilakukan perbandingan dengan menggunakan jenis kontroller lainnya untuk membandingkan hasil performa suspensi semi-aktif VSVD agar diketahui jenis kontroller yang paling baik untuk suspensi semi-aktif VSVD.

DAFTAR PUSTAKA

- El Majdoub, K., D. Ghani, F. Giri, and F. Z. Chaoui. 2014. "Adaptive Semi-Active Suspension of Quarter-Vehicle With Magnetorheological Damper." *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 137 (2): 21010.
- Hendricks, Elbert, Ole Jannerup, and Paul Haase Sørensen. 2008. *Linear Systems Control: Deterministic and Stochastic Methods*. Springer Science & Business Media.
- Koch, Guido, Oliver Fritsch, and Boris Lohmann. 2010. "Potential of Low Bandwidth Active Suspension Control with Continuously Variable Damper." *Control Engineering Practice, Special Issue on Automotive Control Applications, 2008 IFAC World Congress*, 18 (11): 1251–62.
- Nise, Norman S. 2016. *Control Systems Engineering, Seventh Edition*. United States of America: Wiley. Accessed July 14.
- Nugroho, Ivan firstya. 2015. "Performansi Suspensi Kendaraan Dengan Variable Stiffness and Variable Damping (VSVD)" *Institut Teknologi Sepuluh Nopember*. Vol.
- Rao, S. S. 1995. *Mechanical Vibrations*.
- Shirahatti, Anil, P. S. S. Prasad, Pravin Panzade, and M. M. Kulkarni. 2008. "Optimal Design of Passenger Car Suspension for Ride and Road Holding." *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 30 (1): 66–76.
- Sutantra, I. Nyoman. 2010. *Teknologi dan Konstruksi Otomotif. Kedua*. Surabaya: Guna Widya.
- Taini, Susdarminasari, and Aris Triwiyatno. 2014. "Perancangan Kontrol Optimal Linear Quadratic Regulator (Lqr) Dengan Glowworm Swarm Optimization (Gso) Untuk Sistem Suspensi Aktif Model Kendaraan Seperempat." *TRANSMISI* 16 (1): 13–19.

- Wasiwitono, Unggul, Agus Sigit Pramono, I. Nyoman Sutantra, and Yunarko Triwinarno. 2016. "Influence of Spring Ratio on Variable Stiffness and Damping Suspension System Performance." *Applied Mechanics and Materials* 836 (June): 31–36.
- Xu, Yanhai, and Mehdi Ahmadian. 2013. "Improving the Capacity of Tire Normal Force via Variable Stiffness and Damping Suspension System." *Journal of Terramechanics* 50 (2): 121–32.
- Zapateiro, M., F. Pozo, H. R. Karimi, and N. Luo. 2012. "Semiactive Control Methodologies for Suspension Control With Magnetorheological Dampers." *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 17 (2): 370–80.
- Zin, A., O. Sename, P. Gaspar, L. Dugard, and J. Bokor. 2006. "An LPV/H Active Suspension Control for Global Chassis Technology: Design and Performance Analysis." In 2006 American Control Conference, 2945–50..

BIODATA PENULIS



Yunias Rizky Nugroho lahir di Kediri pada 30, Juni 1991 merupakan anak pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Subakit dan Ramiati. Penulis menamatkan pendidikan dari TK Trbiatul Athfal Kediri (1995-1997), SDN Jong Biru Kediri (1997-2003), SMP negeri 2 Gampeng Rejo Kediri (2003-2006), dan SMA Negeri 3 Kediri (2006-2009). Pada tahun 2010 penulis diterima di Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal PPNS - ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa, kemudian pada tahun 2013 penulis melanjutkan studinya ke jenjang sarjana pada program lintas jalur Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS. Desain dan Sistem Kontrol Otomotif adalah topik tugas akhir yang dipilih penulis.

Selama menjadi mahasiswa penulis aktif mengikuti kegiatan-kegiatan perkuliahan dan aktif di organisasi-organisasi sosial baik di dalam kampus, maupun diluar kampus. Pada tahun 2011 Penulis sempat mendapat beasiswa ikatan dinas antara ITS dengan PT PANN (Persero) dan mengabdikan selama 2 tahun di perusahaan milinegara tersebut. Pelatihan yang pernah diikuti penulis: Marine Surveyor – PT Biro Klasifikasi Indonesia (Persero) di Bogor (2013), Audit International Safety Management Code- PT Biro Klasifikasi Indonesia (Persero) (2013), dan Marine Insurance di Jakarta (2013).